



Universidade de Aveiro Departamento de Ambiente e Ordenamento
Ano 2016

**Luís Carlos
Marques Ruivo**

**Otimização do Desempenho Energético e Ambiental numa
Caldeira Industrial a Biomassa**



**Luís Carlos
Marques Ruivo**

**Otimização do Desempenho Energético e Ambiental numa
Caldeira Industrial a Biomassa**

Relatório de estágio apresentado à Universidade de Aveiro para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Sistemas Energéticos Sustentáveis, realizada sob a orientação científica do Prof. Doutor Luís António da Cruz Tarelho, Professor Auxiliar do Departamento de Ambiente e Ordenamento da Universidade de Aveiro.

O júri

Presidente

Prof. Doutor Gil D'Orey de Andrade Campos

Professor Auxiliar do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro

Vogal

Prof. Doutor Fernando José Neto da Silva

Professor Auxiliar do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro

Vogal

Prof. Doutor Luís António da Cruz Tarelho

Professor Auxiliar do Departamento de Ambiente e Ordenamento da Universidade de Aveiro

Agradecimentos

Aos meus pais pelo apoio incondicional que sempre prestaram ao longo do meu percurso académico.

Ao Professor Doutor Luís Tarelho pela orientação e motivação que sempre transmitiu durante a realização do trabalho.

À Ventil – Engenharia do Ambiente, Lda., pela oportunidade de realização do estágio que possibilitou o desenvolvimento deste trabalho, e à sua colaboradora Eng^a. Liliana Valente pela preciosa ajuda ao longo do mesmo.

Palavras-chave

Combustão, Biomassa, Caldeira, Fornalha, Leito Fixo, Ar de Combustão, Otimização, Desempenho Ambiental e Energético.

Resumo

A utilização de biomassa como fonte de energia tem revelado um crescimento progressivo nos últimos anos. A conversão térmica a partir da combustão direta é o método mais utilizado. Porém, a viabilidade económica destes equipamentos está dependente da qualidade da conversão termoquímica do combustível, pelo que a otimização do processo de combustão revela-se um procedimento fundamental na maximização do desempenho. Entre os vários parâmetros do processo, o agente oxidante desempenha um papel essencial, devido à influência que apresenta sobre outras variáveis.

O trabalho experimental realizado centrou-se na análise e otimização da alimentação e distribuição do ar de combustão numa caldeira industrial a biomassa de 580 kW_{th}, desenvolvida pela fabricante portuguesa Ventil – Engenharia do Ambiente, durante a queima de pellets de pinheiro.

Foi possível aferir que a caldeira opera com um excesso de ar inadequado, fruto da distribuição do ar na fornalha e do algoritmo de controlo automático implementado, influenciando o desempenho energético do sistema. Apesar disso, o sistema revelou uma boa estabilidade na operação em contínuo, garantindo um fornecimento de energia regular. A emissão de poluentes, em particular CO e NO, foi reduzida, o que atesta a qualidade do desempenho ambiental da instalação. O custo de produção da energia térmica no sistema apresentou um valor de 0,05 €·kWh_{th}⁻¹, revelando-se um valor competitivo, face a outros combustíveis. Para a tecnologia de combustão do caso em estudo foi identificada um conjunto de oportunidades de otimização que requerem uma análise futura.

Keywords

Combustion, Biomass, Boiler, Furnace, Fixed Bed, Combustion Air, Optimizing, Energy and Environmental Performance.

Abstract

In recent years there has been a constant growth in using biomass as an energy source. The most common use is for thermal conversion by direct combustion. However, the viability of this equipment depends on the quality of the thermochemical conversion of the fuel, optimizing the combustion process is key to maximize its performance. Among the parameters of the process, the oxidizing agent plays a fundamental role, due to the influence it presents over other variables in the process. The experimental work focused on analyzing and optimizing the supply and air distribution in a 580 kW_{th} industrial biomass boiler, developed by the Portuguese manufacturer Ventil – Engenharia do Ambiente, during the burning of pinewood pellets.

It was possible to conclude that the boiler operates under a high value of excess air, as a consequence of incorrect distribution of the air in the furnace and the PID control system, which is reflected on the energy performance of the system. Furthermore, the system proved to have good stability under continuous operation, guaranteeing a regular supply of energy. The pollutant emissions, in particular CO and NO, was low, which indicates that the installation has a high environmental quality performance. The cost of thermal energy production in the system is 0,05 €·kW_{th}⁻¹, which is a competitive price when compared to other fuels. For the combustion technology in the case study, a number of opportunities were identified to optimize the system which require further analysis.

ÍNDICE GERAL

1 INTRODUÇÃO.....	1
1.1 Enquadramento do Tema	1
1.2 Objetivos do Estágio	1
2 BIOMASSA E ENERGIA	3
2.1 Conceito de Biomassa.....	3
2.2 Caracterização da Biomassa	4
2.2.1 Propriedades dos Biocombustíveis Sólidos	4
2.3 Fundamentos da Combustão de Biocombustíveis Sólidos	8
2.3.1 Variáveis Fundamentais (3 T's).....	8
2.3.2 Princípio Geral da Combustão de Biomassa.....	9
2.3.3 Conversão Termoquímica duma Partícula de Biocombustível Sólido	9
2.3.4 Otimização do Processo de Combustão	12
3 PRINCIPAIS TECNOLOGIAS PARA COMBUSTÃO DE BIOMASSA	13
3.1 Tecnologias de Combustão em Leito Fixo	14
3.1.1 Sistema de Alimentação e Distribuição do Combustível	14
3.1.2 Sistema de Introdução do Ar de Combustão.....	16
3.1.3 Sistema de Remoção de Cinzas.....	17
3.1.4 Grelha.....	17
3.2 Requisitos de Conceção Ecológica para Caldeira a Biomassa	25
3.2.1 Legislação Nacional	25
4 CARACTERIZAÇÃO DA OPERAÇÃO DE UMA CALDEIRA A BIOMASSA	27
4.1 Descrição do Caso de Estudo.....	27
4.1.1 Principais Componentes do Sistema	28
4.1.2 Transferência de Calor na Caldeira.....	32
4.1.3 Controlo e Otimização do Processo	33
4.2 Monitorização das Variáveis Operatórias.....	34
4.2.1 Temperaturas.....	36
4.2.2 Depressão no Interior da Fornalha	36
4.2.3 Pressão nas Conduitas	37
4.2.4 Teor de Humidade.....	37
4.2.5 Composição dos Gases de Combustão.....	38
4.2.6 Potência dos Ventiladores e do Motor do sem-fim.....	39
4.2.7 Medição de Caudais	39

4.2.8 Caracterização Física e Química do Combustível	40
4.2.9 Poder Calorífico do Combustível.....	41
4.2.10 Caudal de Água na Caldeira.....	41
4.3 Caracterização da Operação da Caldeira	42
4.3.1 Balanço Mássico	42
4.3.2 Balanço Energético	45
4.4 Parâmetros de Desempenho.....	48
5 TRABALHO EXPERIMENTAL E RESULTADOS OBTIDOS.....	51
5.1 Metodologia	51
5.1.1 Distribuição do Ar de Combustão.....	51
5.1.2 Excesso de Ar.....	53
5.2 Resultados	53
5.2.1 Efeito da Variação da Abertura das Válvulas na Conduta de Ar ($A_{v,x}$)	53
5.2.2 Monitorização dos Caudais de Ar na Fornalha	61
5.2.3 Análise ao Efeito do Excesso de Ar (λ)	63
6 CONCLUSÃO.....	71
7 BIBLIOGRAFIA.....	75

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 - Mecanismo de degradação térmica de uma partícula de biomassa sólida (Oberberger et al., 2006).....	10
Figura 2 - Principais tecnologias de combustão de biomassa (adaptado de Van Loo & Koppejan, 2008).	14
Figura 3 - Princípio de funcionamento do sistema de distribuição rotativo (adaptado Dahlquist, 2013).	15
Figura 4 - Princípio de funcionamento do sistema de distribuição pneumático (adaptado Dahlquist, 2013).	16
Figura 5 - Grelha vibratória com sistema de distribuição pneumático (adaptado de Van Loo & Koppejan, 2010).	19
Figura 6 – Sistema de leito fixo com grelha circulante (Van Loo & Koppejan, 2010).....	20
Figura 7 - Sistema com grelha alternada horizontal (adaptado Van Loo & Koppejan, 2010).	21
Figura 8 - Sistema de Combustão com grelha rotativa (Van Loo & Koppejan, 2010).	22
Figura 9 - Esquematização de um sistema com grelha fixa inclinada (Dahlquist, 2013)....	23
Figura 10 – Sistema de grelha fixa de alimentação inferior (VENTIL – Engenharia do Ambiente, Lda.).	24
Figura 11 – Layout do sistema de combustão em estudo (VENTIL – Engenharia do Ambiente, Lda.).	27
Figura 12 - Componentes específicos da caldeira VENTIL (Ventil – Engenharia do Ambiente, Lda.).	28
Figura 13 – Layout do sistema de alimentação (Ventil - Engenharia do Ambiente, Lda.).	29
Figura 14 – Distribuição do ar primário e secundário na fornalha (VENTIL – Engenharia do Ambiente, Lda.).	30
Figura 15 – Sistema de Despoeiramento (VENTIL – Engenharia do Ambiente, Lda.).	31
Figura 16 – Sistema de Extração de Gases de Combustão (VENTIL – Engenharia do Ambiente, Lda.).	31
Figura 17 - Mecanismo de tripla passagem dos gases de combustão (Ventil - Engenharia do Ambiente, Lda.).	32
Figura 18 – Menu de programação do sistema de controlo (VENTIL – Engenharia do Ambiente, Lda.).	33
Figura 19 – Pontos de monitorização na fornalha (adaptado de VENTIL – Engenharia do Ambiente, Lda.).	34
Figura 20 – Parâmetros a monitorizar na caldeira em estudo (adaptado de Ventil – Engenharia do Ambiente, Lda.).	35

Figura 21 - Termopares tipo N utilizados na caldeira para medição de temperaturas (do autor).....	36
Figura 22 - Transmissor de pressão diferencial Kimo Instruments instalado na caldeira (do autor).....	36
Figura 23 - Manómetro radial CALEFFI para medição da pressão de água (do autor)	37
Figura 24 – Sonda HMT315 aplicada na conduta de gases de combustão (do autor).....	37
Figura 25 - Analisador de Gases EasyLine EL3040 (em cima) e Condicionador M&C® (em baixo) (do autor).	38
Figura 26 - Tubo de Pitot utilizados na medição de caudais no sistema em estudo (do autor).....	39
Figura 27 – Medidor de pressão diferencial JUMO (do autor).	39
Figura 28 - Medidor de energia Sonometers™ 1100 Danfoss (VENTIL - Engenharia do Ambiente, Lda.).....	42
Figura 29 – Balanço mássico numa caldeira de biomassa (adaptado de Zoran & Gvozdenac, 2008).....	43
Figura 30 - Principais fluxos energéticos na fornalha (adaptado de Zoran & Gvozdenac, 2008).....	46
Figura 31 - Variação dos caudais de ar na fornalha (à esquerda), caudal de ar total e frequência do ventilador de ar (à direita), em função da abertura da válvula de ar terciário.....	54
Figura 32 - Variação do coeficiente de excesso de ar (à esquerda) e dos caudais de ar e pellets (à direita) em função da abertura da válvula de ar terciário.....	54
Figura 33 - Variação da estequiometria do ar primário (à esquerda) e dos caudais de combustível e ar primário (à direita), em função da abertura da válvula de ar terciário.	55
Figura 34 - Níveis de emissão de CO e NO à direita e variação da temperatura na fornalha (à direita), em função da estequiometria do ar primário.....	56
Figura 35 - Variação dos caudais de ar na fornalha (à esquerda), caudal de ar total e frequência do ventilador de ar (à direita), em função da abertura da válvula de ar secundário.....	56
Figura 36 - Variação do coeficiente de excesso de ar (à esquerda) e dos caudais de ar e pellets (à direita) em função da abertura da válvula de ar secundário.....	57
Figura 37 - Variação da estequiometria do ar primário (à esquerda) e dos caudais de combustível e ar primário (à direita), em função da abertura da válvula de ar secundário.....	57
Figura 38 - Níveis de emissão de CO e NO (à direita) e variação da temperatura na fornalha (à direita), em função da estequiometria do ar primário.	58

Figura 39 - Variação dos caudais de ar na fornalha (à esquerda), caudal de ar total e frequência do ventilador de ar (à direita), em função da abertura da válvula de ar primário.	59
Figura 40 - Variação do coeficiente de excesso de ar (à esquerda) e dos caudais de ar e combustível (à direita) em função da abertura da válvula de ar primário.	59
Figura 41 - Variação da estequiometria do ar primário (à esquerda) e dos caudais de combustível e ar primário (à direita), em função da abertura da válvula de ar primário.	60
Figura 42 - Níveis de emissão de CO e NO (à direita) e variação da temperatura na fornalha (à direita), em função da estequiometria do ar primário.	61
Figura 43 - Esquematização do mecanismo de introdução de ar de combustão no sistema em análise (do autor).	61
Figura 44 - Leitura da velocidade do ar nas secções pela implementação de Tubos de Pitot (do autor).	62
Figura 45 - Variação dos caudais de ar (à esquerda) e da fração de ar total introduzida em cada secção da conduta de ar (à direita), em função da frequência do ventilador de ar.	63
Figura 46 - Variação do coeficiente de excesso de ar (à esquerda) e da frequência do ventilador de ar (à direita), em função do teor de oxigénio monitorizado nos gases de combustão.	64
Figura 47 - Variação da estequiometria do ar primário (à esquerda) e dos caudais de ar primário e combustível (à direita), em função do excesso de ar na fornalha.	65
Figura 48 - Emissões de CO e NO (à esquerda) e temperaturas obtidas na fornalha (à direita), em função da variação do coeficiente de excesso de ar.	66
Figura 49 - Variação da eficiência térmica e da potência útil da caldeira (à esquerda), caudal de combustível e energia associada aos gases de combustão (à direita), em função do excesso de ar na fornalha.	66
Figura 50 - Variação do consumo de energia elétrica (à esquerda) e da frequência de funcionamento (à direita) dos equipamentos auxiliares da caldeira, em função do coeficiente de excesso de ar na fornalha.	67
Figura 51 - Perfil de YO_2 nos gases de combustão (à esquerda) e variação dos caudais de ar e combustível na fornalha (à direita).	68
Figura 52 - Perfil de distribuição do ar na fornalha (à esquerda) e a frequência do ventilador de ar à direita (à direita).	68
Figura 53 - Perfil de emissão de NO e CO (à esquerda) e a distribuição do ar na fornalha (à direita).	69

Figura 54- Perfil da potência nominal da caldeira (à esquerda) e perfil de temperaturas na fornalha (à direita).	70
---	----

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1 - Valores típicos de alguns constituintes da biomassa (adaptado de Van Loo & Koppejan, 2010).	7
Tabela 2 - VLE dos poluentes em análise para sistemas de combustão de biomassa (Decreto-Lei nº 78/2004; Portaria nº 677/2009).	25
Tabela 3 – Intervalos de valores aplicáveis à análise imediata.	41
Tabela 4 – Intervalo de valores de w_{jF} aplicáveis à Eq.4.	41
Tabela 5 – Propriedades do combustível de biomassa utilizado nos ensaios experimentais.	51
Tabela 6 – Parâmetros operacionais da caldeira nos ensaios realizados.	51
Tabela 7 – Sequência de ensaios efetuados para a distribuição do ar primário e secundário.	52
Tabela 8 – Ensaios experimentais efetuados para o excesso de ar.	53
Tabela 9 – Valores de YO_2 (% , gás seco) fixados no painel de controlo da caldeira e valores monitorizados nos ensaios experimentais.	64
Tabela 10 - Valores de λ e $A_{v,x}$ que maximizam o desempenho energético/ambiental da caldeira.	67
Tabela 12 - Principais parâmetros associados à operação da caldeira.	70

LISTA DE SIGLAS

VLE	Valores Limite de Emissão
MP₁₀	Matéria Particulada com diâmetro inferior a 10µm
MP_{2,5}	Matéria Particulada com diâmetro inferior a 2,5µm
PID	Proportional Integral Derivative
NDIR	Tecnologia de infravermelho não-dispersivo

NOMENCLATURA

A_{v,x}	Abertura da Válvula Borboleta [%]
A_{s,x}	Área da secção x [m ²]
CO₂	Dióxido de Carbono [-]
CO	Monóxido de Carbono [-]
C	Carbono [-]
Cl	Cloro [-]
CH₄	Metano [-]
Ca	Cálcio [-]
C_{i,N}	Concentração molar de i (i = CO, NO, MP) às condições normais de pressão e temperatura [mg · Nm ⁻³]
C_{i(P,T)}	Concentração molar de i (i = CO, NO, MP) às condições de pressão e temperatura verificadas [mg · Nm ⁻³]
\overline{cp}_F	Calor específico médio da biomassa [J · kg ⁻¹ · K ⁻¹]
\overline{cp}_{H_2O}	Calor específico médio da água [J · kg ⁻¹ · K ⁻¹]
\overline{cp}_i	Calor específico médio de i [J · mol ⁻¹ · K ⁻¹]
CEC	Consumo específico de combustível [kg · s ⁻¹ · kW]
CPE	Custo de Produção de Energia Térmica [€ · kW _{th} ⁻¹]
C_{el}	Custo do kWh elétrico [€ · kWh _{el}]
C_F	Custo do combustível de biomassa [€ · kg ⁻¹]
D_c	Diâmetro da conduta [m]
E_i	Emissões (i = CO, NO, PM) resultantes da combustão de biomassa [mg · Nm ⁻³]
ΔE_{in}	Total de energia que entra no sistema [J]
ΔE_{out}	Total de energia que sai do sistema [J]
f_{max,s-f}	Frequência máxima de rotação do sem-fim de alimentação do sistema [%]
fV_a	Frequência de rotação do ventilador de introdução do ar de combustão, em relação ao máximo admissível [%]

fV_g	Frequência de rotação do ventilador de extração dos gases de combustão, em relação ao máximo admissível [%]
$fV_{\max,a}$	Frequência máxima de rotação definida para o ventilador de introdução do ar de combustão, em relação ao máximo admissível [%]
$fV_{\max,g}$	Frequência máxima de rotação definida para o ventilador de extração dos gases de combustão, em relação ao máximo admissível [%]
f_{s-f}	Frequência de rotação do sem-fim de alimentação do sistema [%]
g	Aceleração da gravidade [$m \cdot s^{-2}$]
H_2O	Água [-]
$HC's$	Hidrocarbonetos [-]
H	Hidrogénio [-]
HCl	Ácido Clorídrico [-]
h_{fg}	Entalpia de Vaporização da Água [$MJ \cdot kg^{-1}$]
ΔH_s	Calor sensível [$J \cdot kg^{-1}$]
ΔH_L	Calor latente [$J \cdot kg^{-1}$]
ΔH_r	Energia associada à reação de combustão [$J \cdot kg^{-1}$]
$\Delta H_{reagentes}$	Energia associada aos reagentes [$J \cdot kg_F^{-1}$]
ΔH_{ar}	Energia associada ao ar de combustão [$J \cdot kg_F^{-1}$]
$\Delta H_{\text{útil}}$	Energia útil [$J \cdot kg_{H_2O}^{-1}$]
ΔH_F	Energia associada ao combustível [$J \cdot kg_F^{-1}$]
$\Delta H_{p,gases}$	Perdas de energia associada aos gases de combustão [$J \cdot kg_{gases}^{-1}$]
Δh	Desnível de água verificado no tubo em U [m]
K	Potássio [-]
kW	Quilowatt [$kJ \cdot s^{-1}$]
MW	Megawatt [$MJ \cdot s^{-1}$]
\dot{m}_{ar}	Caudal mássico de ar de combustão [$kg_{ar} \cdot s^{-1}$]
\dot{m}_{gases}	Caudal mássico de gases de combustão [$kg \cdot s^{-1}$]
M_{gases}	Massa molar dos gases de combustão [$kg_{gases} \cdot mol_{gases}^{-1}$]
\dot{m}_{in,H_2O}	Caudal mássico de água à entrada da caldeira [$kg_{H_2O} \cdot s^{-1}$]
\dot{m}_{out,H_2O}	Caudal mássico de água à saída da caldeira [$kg_{H_2O} \cdot s^{-1}$]
Mg	Magnésio [-]
M_i	Massa molar ($i = CO, NO$) [$kg \cdot mol^{-1}$]
\dot{m}_F	Caudal mássico de combustível [$kg \cdot s^{-1}$]
M_j	Massa molar do elemento j ($j = C, H_2, S$) [$kg_j \cdot kmol_j^{-1}$]
M_{ar}	Massa molar do ar de combustão [$kg_{ar} \cdot mol_{ar}$]
\dot{m}_E	Caudal mássico de escórias [$kg_E \cdot s^{-1}$]

NO_x	Óxidos de Azoto [-]
N	Azoto [-]
Na	Sódio [-]
n_{H₂O}	Moles de água [mol]
n_{gases}	Moles de gases de combustão [mol]
O	Oxigénio [-]
p	Pressão [Pa]
p_N	Pressão normalizada [Pa]
PCI	Poder Calorífico Inferior do combustível [MJ] · kg ⁻¹
P_{Var}	Potência elétrica do ventilador de ar [kW _e]
P_{Vgases}	Potência elétrica do ventilador de gases [kW _e]
p*(T)	Pressão parcial da água nos gases de combustão à temperatura T [Pa]
p_{sat}(T)	Pressão de saturação da água à temperatura T [Pa]
Δp	Diferencial de pressão [Pa]
Δp_f	Diferencial de pressão na fornalha [Pa]
PCS	Poder Calorífico Superior do combustível [MJ] · kg ⁻¹
P_{reagentes}	Potência térmica associada aos reagentes [kW _{th}]
P_{ar}	Potência térmica associada ao ar de combustão [kW _{th}]
P_F	Potência térmica associada ao combustível [kW _{th}]
P_{útil}	Potência térmica útil [kW _{th}]
P_{p,gases}	Potência térmica associada aos gases de combustão [kW _{th}]
P_{elec}	Potência elétrica dos equipamentos auxiliares [kW _e]
r_{Ar,x}	Fração de ar x (x = 1°, 2° e 3°) em relação ao ar total [%]
R	Constante universal dos gases perfeitos [J · K ⁻¹ · mol ⁻¹]
SO_x	Óxidos de Enxofre [-]
SO₂	Dióxido de Enxofre [-]
Si	Sílica [-]
T	Temperatura [K]
T_N	Temperatura normalizada [K]
T_{H₂O,out}	Temperatura da água à saída da caldeira [°C]
T_{H₂O,in}	Temperatura da água à entrada da caldeira [°C]
ΔT_{H₂O}	Diferencial de temperatura da água obtido na caldeira [°C]
ṽ_f	Caudal volumétrico de fluido na conduta [m ³ · s ⁻¹]
v_f	Velocidade do fluido na conduta [m · s ⁻¹]
ν_{in,H₂O}	Volume específico da água [m ³ · kg ⁻¹]
W_i	Fração mássica do elemento i (i = C, O, N, S, H, Z e W) em base seca [%]
w_{iF}	Fração mássica do elemento i no combustível F (i = C,H,O,N,S,Z) [kg _i · kg _{F,bs} ⁻¹]

w_{cf}	Fração mássica de carbono fixo por unidade de combustível [$kg_{cf} \cdot kg_{F,bs}^{-1}$]
w_{MV}	Fração mássica de matéria volátil por unidade de combustível [$kg_{MV} \cdot kg_{F,bs}^{-1}$]
w_{wF}	Fração mássica de humidade por unidade de combustível [$kg_w \cdot kg_{F,btq}^{-1}$]
W_s	Necessidades estequiométricas de oxigénio [$kg_{O_2} \cdot kg_F^{-1}$]
W_a	Consumo atual de oxigénio [$kg_{O_2} \cdot kg_F^{-1}$]
W_{AF}	Razão atual de ar de combustão [$kg_{ar} \cdot kg_F$]
W_{VA}	Razão mássica de humidade no ar de combustão [$kg_{H_2O} \cdot kg_{ar}^{-1}$]
w_{ZV}	Fração mássica de cinzas por unidade de produtos volantes [$kg_z \cdot kg_v^{-1}$]
W_{VF}	Fração mássica de resíduos volantes por unidade de combustível [$kg_v \cdot kg_F^{-1}$]
w_{ZE}	Fração mássica de cinzas por unidade de resíduo escória [$kg_z \cdot kg_E^{-1}$]
W_{EF}	Fração mássica de resíduo escória por unidade de combustível [$kg_E \cdot kg_F^{-1}$]
w_{CV}	Fração mássica de carbono por unidade de resíduos volantes [$kg_c \cdot kg_v^{-1}$]
w_{CE}	Fração mássica de carbono por unidade de resíduo escória [$kg_c \cdot kg_E^{-1}$]
\bar{X}	Valor médio do parâmetro X [-]
$X_{(t)}$	Valor do parâmetro X no instante t [-]
$Y_{O_2,N}$	Fração molar de O_2 às condições normais de pressão e temperatura [%]
$Y_{O_2}(P, T)$	Fração molar de O_2 às condições de pressão e temperatura verificadas [%]
$Y_{O_2,min}$	Teor mínimo de O_2 fixado para os gases de combustão [%, gás húmido]
$Y_{O_2,otm}$	Teor de O_2 ótimo fixado para os gases de combustão [%, gás húmido]
$Y_{i,ar}$	Fração molar do elemento i no ar de combustão ($i = O_2, N_2, H_2O$) [-]
$Y_{i,G}$	Fração molar de i por unidade de gases de combustão [$kmol_i \cdot kmol_{gases}^{-1}$]
$Y_{s,j}$	Consumo estequiométrico de oxigénio do elemento j [$kmol_{O_2} \cdot kmol_j^{-1}$]
Z_{ar}	Excesso de Ar [%]
λ	Razão de Excesso de Ar [-]
η_{th}	Rendimento térmico do sistema de combustão [%]
ρ_{H_2O}	Massa volúmica da água [$kg \cdot m^{-3}$]
ϕ_{gases}	Humidade relativa nos gases de combustão [-]
ρ_f	Massa volúmica do fluido [$kg \cdot m^{-3}$]

Subscritos

bs	Base seca	V	Voláteis	E	Escórias
btq	Base tal e qual (base húmida)	1°	Ar Primário	th	Térmico
bssc	Base seca sem cinzas	2°	Ar Secundário	e	Elétrico
F	Combustível	3°	Ar Terciário		

1 INTRODUÇÃO

1.1 Enquadramento do Tema

A utilização de combustíveis de biomassa como fonte de energia tem-se revelado uma opção de particular interesse, apresentando um crescimento progressivo nos últimos anos. O baixo custo de aquisição da matéria-prima, a menor dependência das condições climáticas e a possibilidade de desenvolvimento de economias regionais são fatores que têm impulsionado a utilização desta fonte de energia renovável.

A combustão de biomassa para a produção de energia térmica é atualmente a tecnologia mais utilizada. A viabilidade económica do processo é influenciada pelo desempenho da tecnologia e pela composição e estrutura da biomassa. Devido à complexidade do processo de combustão, é essencial desenvolver um conhecimento detalhado sobre as características físicas e químicas do combustível e os seus parâmetros de combustão, por forma a maximizar o desempenho energético/ambiental do sistema.

Uma das variáveis operacionais com maior influência no processo é o ar de combustão. A otimização deste parâmetro é um procedimento fundamental na maximização do desempenho e engloba a análise de diversos fatores (excesso de ar, distribuição do ar na fornalha, velocidade do ar, entre outros).

Por outro lado, a conceção de sistemas de produção de energia térmica enfrenta atualmente elevados padrões de exigência, relacionados com a sua conceção ecológica, a fim de assegurar que as instalações são postas a funcionar de forma a promover a eficiência energética e a qualidade do ar, reforçando a importância de uma investigação contínua, por parte dos fabricantes destes equipamentos.

1.2 Objetivos do Estágio

A Universidade de Aveiro e a Ventil – Engenharia do Ambiente, Lda., empresa portuguesa que desenvolve e instala sistemas de proteção ambiental e sistemas de produção de energia térmica a partir de biomassa, celebraram a 24 de Janeiro de 2014 um protocolo de cooperação a nível do ensino, investigação científica e técnica e transferência de conhecimento. Desta parceria resultou a possibilidade de realizar um estágio curricular, no âmbito da Formação em Contexto de Trabalho do Mestrado em Sistemas Energéticos Sustentáveis. O estágio pressupõe a realização de um trabalho experimental que visa analisar o ar de combustão numa caldeira industrial durante a queima de biomassa, tendo em vista a maximização do desempenho ambiental/energético e a identificação de possíveis melhorias. Deste modo, o trabalho encontra-se estruturado da seguinte forma:

- a) Análise do estado da arte sobre as principais tecnologias para combustão de biomassa em sistemas de combustão de leito fixo;
- b) Descrição dos órgãos constituintes duma tipologia de caldeira, e respetivos sistemas auxiliares, desenvolvida pela Ventil – Engenharia do Ambiente, Lda., para combustão de diferentes tipos de biocombustíveis sólidos;
- c) Descrição de uma metodologia para caracterização dos fluxos mássicos e energéticos no sistema em estudo. Desenvolvimento de uma metodologia para análise e otimização do excesso de ar e a sua distribuição na fornalha;
- d) Aplicação da metodologia desenvolvida durante a realização de um conjunto de ensaios de combustão com pellets de pinheiro;
- e) Análise da informação experimental obtida. Caracterização da operação do sistema.

Tendo em conta os objetivos deste trabalho, é pertinente realizar uma abordagem inicial aos principais conceitos associados à classificação, caracterização e conversão energética de biocombustíveis sólidos. Assim, o capítulo 2 será dedicado a estas temáticas.

2 BIOMASSA E ENERGIA

2.1 Conceito de Biomassa

A utilização de biomassa como fonte de energia engloba um conjunto de materiais compostos por matéria orgânica de origem não fóssil. Estes materiais podem ser utilizados diretamente ou convertidos em biocombustíveis sólidos, líquidos ou gasosos para posterior utilização. Apesar da grande variedade de materiais, nem toda a biomassa é adequada para a produção de energia (Saidur et al., 2011).

Segundo a diretiva 2009/28/CE entende-se por biomassa “ a fração biodegradável de produtos, resíduos e detritos de origem biológica provenientes da agricultura (incluindo substâncias de origem vegetal e animal), da exploração florestal e de indústrias afins, incluindo da pesca e da aquicultura, bem como a fração biodegradável dos resíduos industriais e urbanos”.

A biomassa apresenta-se de diversas formas, cada qual com propriedades e aplicações específicas, podendo ser classificada do seguinte modo (Demirbas, 2005; Rosendahl, 2013):

- Biomassa Florestal – inclui a biomassa lenhosa de origem florestal resultante da atividade florestal, silvicultura e da indústria transformadora de madeira (Ex. troncos de madeira, galhos, casca, estilha, serrim, entre outros);
- Resíduos Agrícolas – engloba um conjunto de subprodutos agrícolas e animais com potencial de valorização energética (Ex. palha, casca de cereais, excrementos de animais, caroço de azeitona, entre outros);
- Resíduos Sólidos Urbanos – consiste na fração orgânica e biodegradável de resíduos provenientes de estações de tratamentos de resíduos sólidos urbanos e águas residuais (Ex. resíduos alimentares, lamas, entre outros);
- Culturas Energéticas – são espécies de plantas cultivadas especificamente para serem utilizadas como combustível de forma direta ou indireta (Ex: oleaginosas, amiláceas, entre outras).

2.2 Caracterização da Biomassa

Nesta secção será feita a análise aos principais aspetos que caracterizam uma biomassa, no que diz respeito às suas propriedades físicas e composição química. Levando em consideração o âmbito deste trabalho, a abordagem será essencialmente do ponto de vista dos biocombustíveis sólidos e a sua influência nos sistemas de combustão.

2.2.1 Propriedades dos Biocombustíveis Sólidos

A análise das propriedades físicas e químicas de um biocombustível sólido é uma etapa essencial na sua caracterização. O conhecimento detalhado destas propriedades permite avaliar o potencial energético da biomassa e otimizar os parâmetros de combustão (Ex. Temperatura, excesso de ar, tempo de residência, etc.), por forma a aumentar a eficiência do processo. As características e qualidade de um biocombustível sólido são muito diversificadas, e dependem do tipo de biomassa utilizado e das tecnologias de pré-tratamento aplicadas (Vassilev, Vassileva, & Vassilev, 2015).

Por outro lado, consoante as características do combustível, existem diversas tecnologias disponíveis para a sua conversão térmica. Para combustíveis heterogéneos e de baixa qualidade é necessária a utilização de tecnologias mais sofisticadas, resultando em maiores custos de aquisição e operação do sistema. Por estes motivos, mas também por razões de economia de escala, normalmente só instalações de média e grande escala são aconselháveis para a queima de combustíveis de baixa qualidade. Quanto menor a instalação de combustão, maior serão as exigências em termos de qualidade e homogeneidade do combustível (Van Loo & Koppejan, 2010).

Massa Volúmica Aparente

A massa volúmica aparente define-se como o quociente entre a massa de um sólido e o volume que esta ocupa. No caso da biomassa, a massa volúmica aparente é uma propriedade de particular interesse, nomeadamente nas questões técnicas e económicas relacionadas com o transporte e armazenamento do combustível.

A biomassa apresenta uma baixa energia por unidade de volume, criando limitações tecnológicas e de logística em termos de custos, uma vez que carece de maiores volumes de transporte e armazenamento. Quanto maior a massa volúmica aparente de um biocombustível sólido, maior será a massa armazenada por unidade de volume, o que reduz os custos da sua utilização (Carroll & Finnan, 2012).

Além disso, o conhecimento desta propriedade é fundamental para o correto dimensionamento do sistema de alimentação e na análise do comportamento termoquímico do combustível durante a sua conversão térmica (McKendry, 2002).

Poder Calorífico

A quantificação do poder calorífico permite avaliar o potencial de utilização de um tipo de biomassa para a produção de calor. Biocombustíveis sólidos com elevado teor de humidade e cinzas limitam a quantidade de energia útil que é possível obter através da sua queima (Rosillo-Calle et al., 2007). O poder calorífico quantifica o calor libertado na combustão completa de uma unidade de massa (ou volume) de combustível. Existem duas formas para expressar o poder calorífico: poder calorífico superior (PCS) e poder calorífico inferior (PCI). A diferença entre ambas reside no calor latente da água presente nos produtos de combustão, uma vez que o PCI não inclui a energia utilizada na vaporização da água presente no combustível e a produzida pela oxidação do hidrogénio (Carroll & Finnan, 2012; McKendry, 2002). O poder calorífico de um biocombustível pode ser determinado experimentalmente ou por estimativa, através da utilização de tabelas ou expressões empíricas (Telmo, Lousada, & Moreira, 2010).

Análise Imediata (*Proximate Analysis*)

A análise imediata é o método mais utilizado na caracterização de um biocombustível sólido, fornecendo informação acerca da sua composição em termos de humidade, matéria volátil, carbono fixo e cinzas, sendo a análise destes elementos fundamentais na avaliação do processo de combustão (Saidur et al., 2011). A representação dos diferentes componentes da análise imediata pode feita em base seca (bs), húmida (btq) ou seca livre de cinzas (bssc).

Teor de Humidade

A humidade na biomassa sólida apresenta grande variação, podendo atingir valores na ordem dos 60%,btq. Esta pode ser de origem intrínseca, presente no combustível sem influência do clima, ou de origem extrínseca, influenciada pelas condições climáticas durante a recolha e o armazenamento da biomassa (García, et al., 2012; Vassilev, et al., 2010). Um elevado teor de humidade influencia o comportamento do processo de combustão, provocando a diminuição da temperatura adiabática da chama e o aumento do excesso de ar. Quanto maior o teor de humidade, menor será a quantidade de energia disponível, pois apesar das reações de combustão serem maioritariamente exotérmicas (libertam energia), a vaporização da água é uma reação endotérmica (absorve energia) (Zhang, Xu, & Champagne, 2010). A combustão de biomassa com elevado teor de humidade implica um maior tempo de residência dos gases de combustão na fornalha, para assegurar uma combustão completa, o que se traduz num maior volume da câmara de combustão (Obernberger, 1997).

Teor de Matéria Volátil

O teor de matéria volátil diz respeito à fração de gases libertada durante a degradação térmica da biomassa, não contabilizando a humidade. O teor médio de matéria volátil em combustíveis de biomassa varia entre 45-90%,bs, o que faz dos biocombustíveis sólidos compostos facilmente inflamáveis, mesmo a temperaturas relativamente baixas (Vassilev et al., 2010). A matéria volátil é constituída por uma fração de gases combustíveis (HC's, CO e H₂) e outra fração de gases resultantes da combustão completa da biomassa (CO₂, SO₂, NO_x, etc.). A fração de combustível volatilizado é proporcional à razão H/C e, em menor medida, à razão O/C (García et al., 2012). Em resultado do maior teor de voláteis, a maior fração do combustível de biomassa volatiliza antes de ter início as reações de combustão na fase gasosa (Rosendahl, 2013).

Teor de Cinzas

O processamento termoquímico da biomassa sólida produz um resíduo sólido inorgânico durante o processo de combustão, designado por cinzas. O teor de cinzas é um importante parâmetro na caracterização de uma biomassa sólida, pois influencia os seus custos de manuseamento, processamento e a tecnologia de conversão utilizada. Os seus valores variam de 0,1-40%,bs (Vassilev et al., 2010), sendo que para biomassa de origem herbácea estes tendem a ser significativamente maiores do que em biomassa florestal (Carroll & Finnan, 2012). Dependendo da magnitude do teor em cinzas, a energia disponível diminui proporcionalmente (McKendry, 2002; Vassilev et al., 2015).

Combustíveis de biomassa com um elevado teor de cinzas apresentam um comportamento problemático durante o processo de combustão, devido à formação de depósitos no sistema e fenómenos de sinterização. A formação de depósitos em zonas de transferência de calor (*Fouling*) e nos materiais refratários do sistema de combustão (*Slagging*) são os principais problemas associados ao elevado teor de cinzas em biocombustíveis sólidos (Saidur et al., 2011; Zhang et al., 2010). O conhecimento do teor de cinzas permite efetuar uma correta seleção da tecnologia de combustão.

Teor de Carbono Fixo

O teor de carbono fixo diz respeito à fração de biomassa restante após a perda de matéria volátil, não contabilizando o teor de cinzas e humidade, representando a fração de combustível responsável pelo conjunto de reações heterogéneas que decorre no processo de combustão (García et al., 2012; Vassilev et al., 2015). O teor de carbono fixo em biocombustíveis sólidos pode variar entre 1-38%,bs. O poder calorífico da biomassa é diretamente proporcional ao teor de carbono fixo (Vassilev et al., 2010).

Em comparação com os combustíveis de origem fóssil, nomeadamente o carvão, os biocombustíveis sólidos apresentam um teor de carbono fixo inferior. A determinação do teor de carbono fixo pode ser realizada de forma indireta, uma vez conhecida a composição dos restantes elementos que constituem a análise imediata (Telmo et al., 2010).

Análise Elementar (*Ultimate Analysis*)

A análise elementar consiste na avaliação da composição química de todos os elementos que constituem a biomassa sólida. Os elementos maioritários presentes são o Carbono (C), o Hidrogénio (H) e o Oxigénio (O). Os elementos C e H são oxidados durante a combustão, por meio de reações exotérmicas, formando compostos de CO₂ e H₂O como resultado de uma combustão completa. Já o O, ligado à matriz orgânica do combustível, cobre parte da quantidade de O que é necessário fornecer para a oxidação do combustível. A fração de C nos biocombustíveis derivados da madeira é superior aos de origem herbácea, o que explica o maior poder calorífico dos primeiros (Oberberger, Brunner, & Barnthaler, 2006). A Tabela 1 indica valores típicos de C, H e O para alguns tipos de biomassa.

Tabela 1 - Valores típicos de alguns constituintes da biomassa (adaptado de Van Loo & Koppejan, 2010).

Tipo Biomassa	Fração Mássica de Carbono (%)	Fração Mássica de Hidrogénio (%)	Fração Mássica de Oxigénio (%)
Resíduos de Madeira	47,1-51,6	6,1-6,3	38,0-45,2
Casca	48,8-52,5	4,6-6,1	38,7-42,4
Palha	43,2-48,1	5,0-6,0	36,0-48,2
Caroço de Azeitona	51,0-54,9	6,6-7,2	34,1-38,0

Além destes elementos maioritários, existe uma pequena fração de outros elementos químicos que assumem particular relevância na conversão energética da biomassa e no seu impacto ambiental. Estes elementos são o Azoto (N), o Enxofre (S) e o Cloro (Cl).

Durante a combustão de biomassa, o N mantém-se maioritariamente no estado gasoso, sendo uma pequena fração convertida em NO_x (cerca de 95% é NO), um dos principais poluentes resultantes da queima de biomassa. Para temperaturas na gama de 800-1200°C, as emissões de NO_x resultam principalmente da oxidação do N presente no combustível (os restantes mecanismos de formação de NO_x têm origem na oxidação do N presente no ar de combustão, devido às altas temperaturas ou por ataque dos radicais presentes nas frentes de chama). Combustíveis com elevado teor de N resultam numa maior intensidade na formação de NO_x (Kraszkiewicz, et al., 2015; Nussbaumer, 2003).

O teor de S contido na biomassa fixa-se maioritariamente nas cinzas, enquanto a restante fração origina a formação de óxidos de enxofre (SO_x), presentes nos gases de combustão. A condensação de SO_x na superfície do permutador de calor, presente no sistema de

combustão, reduz a eficiência térmica da tecnologia utilizada e o tempo de vida dos materiais que a constituem (García et al., 2012).

O teor de Cl na biomassa está diretamente relacionado com a formação de ácido clorídrico (HCl) e dioxinas, compostos altamente corrosivos e com graves implicações em termos de saúde pública. A formação de dioxinas tem origem em reações heterogêneas sobre a superfície de partículas de cinzas volantes na presença de C, Cl e S, a temperaturas entre 250-500°C (Van Loo & Koppejan, 2010).

Existe ainda uma variedade de outros elementos químicos (em proporções muito reduzidas) presentes nas cinzas, como o Potássio (K), Cálcio (Ca), Magnésio (Mg), Sódio (Na), Sílica (Si), entre outros, que interferem no normal funcionamento da tecnologia utilizada na combustão de biomassa. O Ca, Mg, Na e o K são elementos responsáveis pelos problemas relacionados com a fusão de cinzas, enquanto a Si, em combinação com o K, pode originar a formação de silicatos com baixos pontos de fusão (Oberberger et al., 2006; Vassilev et al., 2015).

2.3 Fundamentos da Combustão de Biocombustíveis Sólidos

2.3.1 Variáveis Fundamentais (3 T's)

O processo de combustão é determinado por três variáveis fundamentais: temperatura, tempo de residência e turbulência.

A temperatura na fornalha afeta a cinética das reações, pois quando inferior à temperatura de equilíbrio da reação, a combustão tende a ser incompleta. Isto implica uma maior concentração de inqueimados no efluente gasoso, uma vez que as constantes de velocidade aumentam exponencialmente com a temperatura (lei de Arrhenius) (Matos, 2014; Tarelho, 2014). Como tal, é importante assegurar uma temperatura no leito de combustão acima dos 800 °C (Nussbaumer, 2003; Quaak, Knoef, & Stassen, 1999).

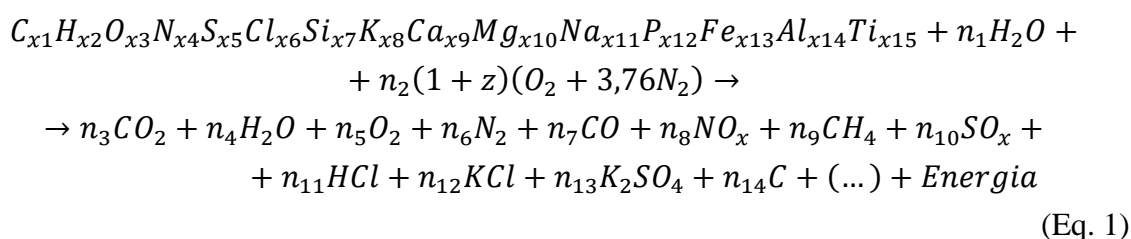
O aumento do tempo de residência a que os reagentes estão sujeitos fazem aumentar o respetivo grau de conversão em produtos, garantindo uma combustão o mais completa possível (Matos, 2014; Tarelho, 2014). Dependendo da biomassa utilizada, o tempo de residência pode ser superior a 1,5s (Nussbaumer, 2003; Oberberger et al., 2006).

Por outro lado, a turbulência a que a mistura ar/combustível é submetida é essencial, não só para assegurar uma mistura homogênea do comburente com o combustível, mas também uma boa distribuição da temperatura e dos radicais que são produzidos e necessários para um bom andamento da reação de combustão (Matos, 2014; Tarelho, 2014). A turbulência é o parâmetro mais difícil de controlar, sendo que as técnicas mais utilizadas para otimização deste parâmetro estão relacionadas com a configuração geométrica da câmara de combustão e a combustão por estágios.

2.3.2 Princípio Geral da Combustão de Biomassa

O processo de combustão envolve um conjunto de reações (maioritariamente exotérmicas) que transformam uma estrutura química complexa, assente no C, em produtos simples, tais como CO₂ e H₂O, essencialmente, acompanhados da libertação de energia térmica. Estas reações ocorrem geralmente na presença de ar atmosférico, mas podem ocorrer também na presença de outros oxidantes (Ex. Oxigénio puro, vapor de água, entre outros) (Demirbas, 2005).

Na combustão de biomassa é importante considerar um conjunto alargado de outros elementos inorgânicos (abordados anteriormente), dada a sua relevância nos problemas de *slagging* e *fouling* associados aos sistemas de combustão (Saidur et al., 2011). Desta forma, a reação de combustão da biomassa pode ser representada da seguinte forma:



Os termos apresentados à esquerda dizem respeito aos reagentes, sendo estes o combustível, o teor de humidade presente no combustível e o agente oxidante, respetivamente. O agente oxidante representado é o ar atmosférico, constituído por uma mistura binária de O₂ e N₂ com uma proporção volúmica de 21% e 79%, respetivamente. Já no lado direito da equação estão representados os principais produtos resultantes da combustão da biomassa sólida (Saidur et al., 2011).

2.3.3 Conversão Termoquímica duma Partícula de Biocombustível Sólido

A combustão de uma partícula de biomassa sólida engloba um conjunto de etapas que podem ocorrer de forma sequencial ou em simultâneo. As características destes processos dependem das propriedades físicas e químicas do combustível e das condições que envolvem a partícula (temperatura, pressão, composição do meio envolvente) (Mullinger & Jenkins, 2008; Souza-Santos, 2004). A Figura 1 esquematiza as etapas e produtos resultantes da decomposição térmica de uma partícula de biomassa.

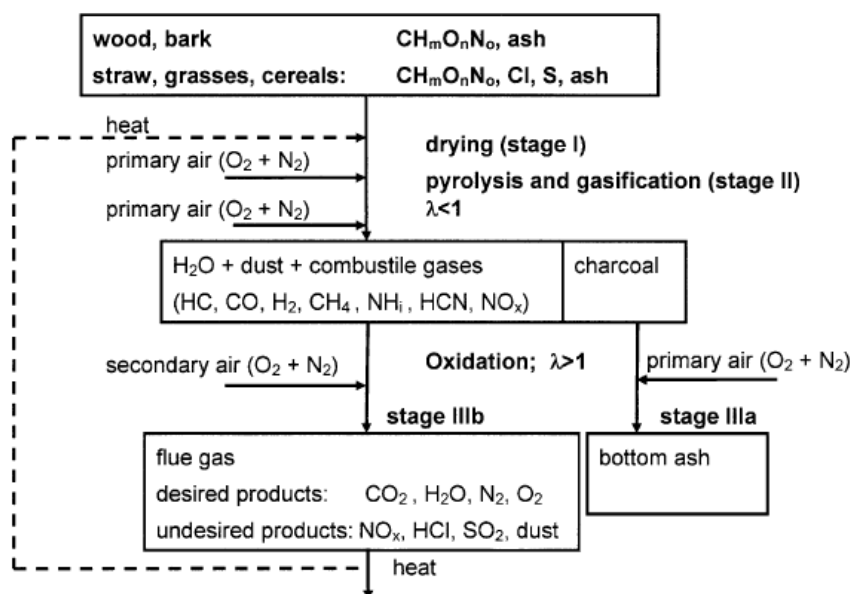


Figura 1 - Mecanismo de degradação térmica de uma partícula de biomassa sólida (Oberberger et al., 2006).

Secagem

A secagem é a primeira etapa da combustão e consiste na evaporação da humidade presente na biomassa, através da exposição da partícula de combustível sólido a uma atmosfera quente no interior da fornalha. Partículas de maior dimensão requerem um maior tempo de secagem, sendo a taxa de evaporação proporcional à temperatura na fornalha (García et al., 2012; Li et al., 2015).

A evaporação da água consome parte da energia libertada no processo, pelo que um elevado teor de humidade reduz a temperatura adiabática da chama e aumenta a quantidade de gases na câmara de combustão (devido ao aumento da fração de excesso de ar necessário a uma combustão completa). Tal situação, traduz-se numa taxa de combustão mais lenta (aumenta o tempo de residência) e, conseqüentemente, num menor aproveitamento de energia. (García et al., 2012; Khodaei, et al., 2015). Um elevado teor de humidade influencia a taxa de desvolatilização da biomassa, reduzindo a formação de voláteis, durante a etapa da pirólise, e aumentando a formação de carbonizado (L'Orange, DeFoort, & Willson, 2012).

Desvolatilização/Pirólise

O início do processo de pirólise surge na sequência do aquecimento da partícula de biomassa sólida. Esta é uma etapa importante no processo de combustão, uma vez que grande parte da biomassa (tipicamente 80%,bs) é convertida em produtos voláteis, como resultado do complexo número de reações que promovem a degradação da sua estrutura molecular, praticamente na ausência do agente oxidante. A temperatura à qual se inicia o processo é de 160-250 °C (Williams, et al., 2012).

A pirólise em combustíveis de biomassa divide-se em duas etapas: numa primeira fase, a massa diminuiu rapidamente, devido à fácil decomposição da celulose; enquanto numa segunda fase, a taxa de desvolatilização da biomassa diminuiu, devido à decomposição mais lenta que a lenhina apresenta, dada a presença de anéis de benzeno na sua estrutura (Gani & Naruse, 2007). Desta forma, a velocidade global à qual ocorre a desvolatilização da biomassa sólida é proporcional à razão celulose/lenhina.

A quantidade e composição dos produtos resultantes da pirólise dependem das condições de reação do processo (temperatura e taxa de aquecimento), da estrutura química do combustível e o teor de humidade, sendo também influenciados pelo tamanho da partícula de biomassa (Boriouchkine, Zakharov, & Jamsa-Jounela, 2012).

Os produtos resultantes da pirólise de um biocombustível sólido são normalmente compostos por uma fração gasosa (CO , CO_2 , H_2 , CH_4), alcatrão (compostos de moléculas orgânicas e inorgânicas que escapam da matriz sólida no estado líquido ou gasoso) e uma fração sólida (carbonizado) (Souza-Santos, 2004).

Oxidação dos Voláteis e do Carbonizado

A etapa final da combustão de uma partícula de biomassa corresponde à oxidação dos gases voláteis e do carbonizado. A oxidação completa da partícula de biomassa pode atingir uma faixa de temperatura na ordem dos 550 a 800 °C (García et al., 2012). No entanto, a extensão das reações de combustão é limitada por um conjunto de aspetos cinéticos e operacionais, pelo que na prática não se obtém uma combustão completa.

A combustão dos gases voláteis contribui para mais de 70% do calor gerado na conversão térmica da biomassa. Esta é caracterizada por um conjunto de reações homogéneas que ocorrem acima do leito de combustão (Zhang et al., 2010). Já a combustão do carbonizado é caracterizada por uma fase composta por um conjunto de reações heterogéneas, relativamente lentas entre a fase sólida e gasosa, designada de gaseificação, que liberta calor para o ambiente, restando apenas o resíduo inerte (cinzas) (Khodaei et al., 2015). A gaseificação muitas vezes ocorre em simultâneo com o processo de pirólise. A taxa de gaseificação do carbonizado é influenciada pela cinética das reações e a difusividade do O_2 no carbonizado. Os produtos resultantes da combustão do carbonizado são o CO e o CO_2 , cuja proporção é influenciada pela temperatura (YANG et al., 2005).

2.3.4 Otimização do Processo de Combustão

Em sistemas de combustão é difícil evitar a produção de inqueimados, elementos sempre presentes nos gases de combustão e nas cinzas. Uma forma de minimizar este problema passa por aumentar a relação ar/combustível para além das quantidades estequiométricas. Esta variável operacional é designada por razão de excesso de ar (λ) e expressa a razão entre a quantidade de ar disponível e a estequiométrica (Oliveira, 2012).

Teoricamente, o ponto ótimo do processo de combustão é obtido para $\lambda = 1$. Porém, este ponto é impossível de atingir, devido à dificuldade em obter-se condições de mistura ar/combustível ideais. Por outro lado, para $\lambda \gg 1$ resultam caudais de gases de combustão elevados, aumentando as perdas térmicas no sistema e diminuindo a temperatura do processo para valores que maximizam a concentração de gases inqueimados (CO e HC's). Consoante a tecnologia de combustão utilizada, aplicam-se valores de $1,1 < \lambda < 1,8$ para aplicações em grande escala e $\lambda > 2,0$ para aplicações de pequena escala (Oberberger, 1997).

A maximização da eficiência do processo de combustão é obtida pela minimização do valor de λ , o que reduz as perdas de calor através do efluente gasoso e, consequentemente, aumenta a temperatura na fornalha (Menghini, et al., 2008). Um baixo valor de λ pode ser obtido através da criação de duas zonas de combustão no interior da fornalha, onde o ar é injetado em secções distintas (combustão por estágios) (Oberberger, 1997). Uma primeira injeção de ar é efetuada ao nível do leito de combustível, criando uma zona subestequiométrica (com défice de ar) que limita a formação de NO_x , devido à diminuição da temperatura na zona onde ocorre as primeiras etapas da combustão. Já a introdução de ar secundário ocorre numa zona acima do leito de combustão, provocando um aumento da turbulência nessa zona, o que garante uma mistura homogénea entre o ar e os gases combustíveis, permitindo ao sistema de combustão operar com um mínimo de excesso de ar e uma reduzida concentração de inqueimados. A razão ótima entre ar primário e secundário (mais terciário caso haja) é normalmente 40/60 (Oberberger et al., 2006; Yin, et al., 2012).

Atualmente, os sistemas de combustão incorporam controladores automáticos que permitem aumentar a eficiência do processo. Os controladores *Proportional Integral Derivative* (PID) são os sistemas mais utilizados em caldeiras. O controlo do processo de combustão é realizado, em muitos casos, pela regulação do teor de oxigénio nos gases de combustão (utilizando uma sonda lambda) e do caudal de combustível, em função de um ou mais parâmetros de operação do sistema (Zandekis, et al., 2013).

3 PRINCIPAIS TECNOLOGIAS PARA COMBUSTÃO DE BIOMASSA

A conversão da energia química contida na biomassa em energia térmica apresenta um conjunto diversificado de tecnologias, cuja aplicação é influenciada pelos requisitos operacionais do sistema, nomeadamente as características físicas e químicas da biomassa e a potência térmica global requerida (Rosendahl, 2013). Estas tecnologias (Figura 2) estão disponíveis numa gama de potência que varia de alguns quilowatts (kW) até mais de 100 megawatts (MW), podendo ser classificadas da seguinte forma (Djurović et al, 2012; Nussbaumer, 2003):

- **Tecnologias de combustão em leito fixo**

Nos sistemas de combustão em leito fixo o ar primário atravessa o leito de combustível, onde ocorre a primeira fase do processo de combustão (secagem, desvolatilização e combustão do carbonizado). Os gases combustíveis resultantes são posteriormente queimados, após a adição de ar secundário numa segunda zona de combustão (Van Loo & Koppejan, 2010).

- **Tecnologias de combustão em leito fluidizado**

Nos sistemas de leito fluidizado a combustão ocorre num meio constituído por material particulado inerte (areia, cascalho, calcário, entre outros materiais, cuja dimensão das partículas pode variar de 0.1-0.3 mm ou de 0.25-1.0 mm, consoante o tipo de sistema) e partículas de material combustível que representam uma pequena fração do leito (1 a 3%) (Passos, Barrozo, & Mujumdar, 1991). A temperatura do leito é mantida numa gama de 800-900 °C (Basu, 2006). As principais tecnologias de leito fluidizado classificam-se em leito fluidizado borbulhante ou circulante, e podem operar a uma pressão igual ou superior à pressão atmosférica (Saidur et al, 2011).

- **Tecnologias de combustão com combustível pulverizado**

Nos sistemas de combustão com combustível pulverizado o princípio de funcionamento é semelhante ao utilizado nos sistemas de leito fluidizado, sendo os fatores diferenciadores do primeiro a menor densidade de suspensão das partículas e os efeitos de sinterização provocados pelas maiores temperaturas na fornalha (European Energy Industry, 2006). Na câmara de combustão primária é injetado uma mistura composta por combustível (as partículas devem apresentar diâmetros inferiores a 2mm) e ar. A combustão ocorre com as partículas de combustível em suspensão, seguida da introdução de ar secundário (Van Loo & Koppejan, 2010).

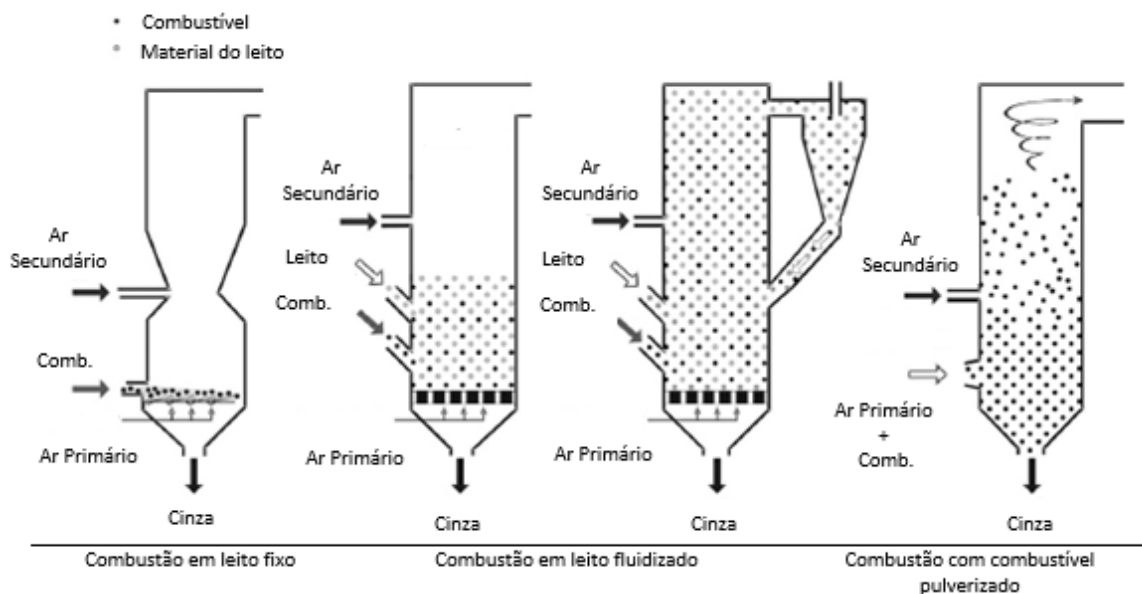


Figura 2 - Principais tecnologias de combustão de biomassa (adaptado de Van Loo & Koppejan, 2008).

3.1 Tecnologias de Combustão em Leito Fixo

As principais tecnologias de combustão em leito fixo distinguem-se, essencialmente, pelo tipo de grelha utilizado (grelha móvel ou grelha fixa) e pela forma como é introduzido o combustível no interior da fornalha (Quaak et al., 1999).

A sua aplicação incide maioritariamente em projetos de pequena e média escala (< 200 kW e 0,2-20 MW, respetivamente) para produção de calor e/ou eletricidade (Ström, Sasic, & Thunman, 2015). A combustão ocorre numa faixa de temperatura na ordem dos 850-1400 °C (Zhang et al., 2010). A câmara de combustão nestes sistemas é regra geral constituída por duas zonas de combustão. Na primeira zona, onde está localizada a fornalha, ocorre a primeira fase da conversão do combustível, enquanto na segunda zona, onde se encontra o permutador de calor, é concluída a oxidação dos produtos voláteis (Strezov, et al., 2014). Os principais componentes associados a uma fornalha de leito fixo são o sistema de alimentação e distribuição do combustível, o sistema de introdução do ar, o sistema de remoção de cinzas e a grelha (Strezov, et al., 2014).

3.1.1 Sistema de Alimentação e Distribuição do Combustível

O sistema de alimentação é um elemento fundamental num sistema de combustão a biomassa, uma vez que controla o combustível introduzido na fornalha. Este deve funcionar de forma automática, não devendo ser sensível a variações do tamanho das partículas e ao teor de humidade do combustível, por forma a garantir uma distribuição uniforme na grelha (Dai, Cui, & Grace, 2012; Yin, Rosendahl, & Kær, 2008).

Os sistemas de alimentação mais comuns encontram-se posicionados abaixo da tremonha e podem ser do tipo volumétrico ou gravimétrico. No primeiro caso, o sistema modula e controla a taxa volumétrica de combustível (Ex: correia transportadora, pistão, transportador de parafuso ou válvulas rotativas). Já nos sistemas gravimétricos é feito o controlo mássico da taxa de combustível (Ex: *loss-in-weight feeder* ou *weight belt feeder*). Este controlo pode ser realizado numa base contínua, onde o sistema regula a massa introduzida no sistema de combustão por unidade de tempo, ou numa base descontínua, onde após a introdução de uma determinada quantidade de combustível o sistema de alimentação desliga (Carson & Ph, n.d.). O controlo em contínuo é a opção mais utilizada, uma vez que garante uma maior estabilidade no leito de combustão, minimizando a libertação de cinzas volantes e inqueimados a partir do mesmo.

Em relação ao sistema de distribuição do combustível na grelha, este pode ser mecânico ou pneumático. Nos sistemas mecânicos a distribuição do combustível sobre a grelha é efetuada por um dispositivo rotativo (Figura 3), enquanto nos sistemas pneumáticos a distribuição ocorre através de um propulsor de ar a alta pressão (Figura 4) que sopra as partículas de biomassa sobre a grelha (Dahlquist, 2013).

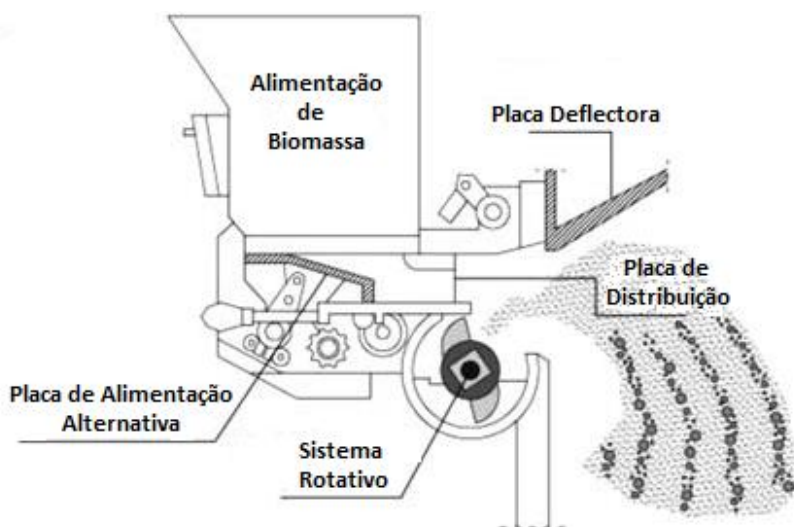


Figura 3 - Princípio de funcionamento do sistema de distribuição rotativo (adaptado Dahlquist, 2013).

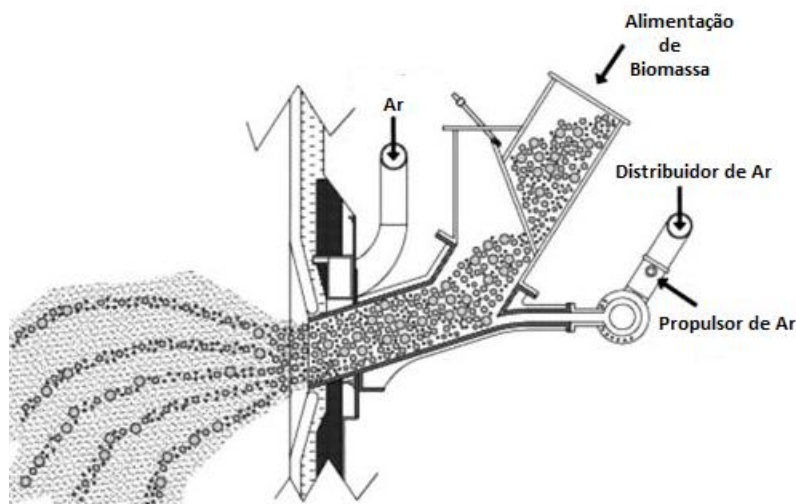


Figura 4 - Princípio de funcionamento do sistema de distribuição pneumático (adaptado Dahlquist, 2013).

3.1.2 Sistema de Introdução do Ar de Combustão

O sistema de introdução do ar de combustão é dos elementos mais importantes na otimização do processo de combustão.

O fornecimento de ar primário deve ser dividido em secções, por forma a ajustar as quantidades específicas de ar requeridas nas zonas onde ocorre as primeiras etapas do processo de combustão (secagem, gaseificação e combustão do carbono) (Van Loo & Koppejan, 2010). Além disso, o controlo da injeção de ar primário permite ao sistema operar em carga parcial (até 25% da carga nominal) e manter uma proporção de ar que garanta uma atmosfera redutora na zona de combustão primária, reduzindo a produção de NO_x (100 - 330 $\text{mg}\cdot\text{Nm}^{-3}$, gás seco e 10% de O_2) (Dahlquist, 2013; Obernberger, 1997; Williams et al., 2012). A formação de NO_x está fortemente dependente da razão estequiométrica de ar primário no leito de combustão (Yin et al., 2008). Já a introdução de ar secundário permite a formação de zonas de recirculação dos gases de combustão libertados na conversão da biomassa na grelha, permitindo melhores condições de mistura e, consequentemente, baixas concentrações de inqueimados ($\text{CO} < 55 \text{ mg}\cdot\text{Nm}^{-3}$ e $\text{HC's} < 5,5 \text{ mg}\cdot\text{Nm}^{-3}$, gás seco e 10% de O_2) (Nussbaumer, 2003; Yin et al., 2008).

Nas fornalhas de grelha a combustão por estágios é obtida pela separação da câmara de combustão primária e secundária, evitando o retorno da mistura de ar secundário à câmara de combustão primária, além de separar as zonas de oxidação e gaseificação (Obernberger, 1997). O facto da câmara de combustão primária necessitar de uma turbulência muito baixa (para garantir uma distribuição uniforme de ar e combustível na grelha), faz com que a mistura de ar e gás de combustão não seja a ideal. Assim, a geometria e injeção de ar na câmara de combustão secundária é essencial para garantir uma mistura homogênea. A qualidade da mistura pode ser alcançada através da utilização de injetores de ar secundário

que maximizam a velocidade dos gases de combustão ou através da utilização de uma câmara de combustão secundária cujo escoamento pode ser em vórtice ou ciclone (Van Loo & Koppejan, 2010).

3.1.3 Sistema de Remoção de Cinzas

O processo de combustão da biomassa produz uma quantidade de cinzas consideráveis na câmara de combustão, sendo as partículas de maior densidade transportadas sobre a grelha, caindo por gravidade na parte inferior da fornalha. A remoção destas cinzas, designadas cinzas de fundo, é realizada manualmente ou com o auxílio de equipamentos automáticos (Strezov, et al., 2014).

No entanto, existe uma pequena fração de cinzas de menor densidade, normalmente com tamanhos inferiores a 10 μm , designadas de cinzas volantes, que são arrastadas para fora da fornalha pelo fluxo de gases de combustão. Em sistemas de combustão em leito fixo, a concentração de cinzas volantes resultantes da queima de biomassa pode atingir valores acima dos 55 $\text{mg}\cdot\text{Nm}^{-3}$, gás seco e 10% de O_2 (Nussbaumer, 2003).

Neste caso, é necessário a implementação de dispositivos de remoção de partículas a jusante da caldeira, podendo os métodos utilizados serem divididos em duas categorias: métodos secos (Ex: ciclones, precipitadores eletrostáticos secos, filtros de mangas, etc.); e métodos por via húmida (Ex: precipitadores eletrostáticos, lavadores, entre outros) (Singh & Shukla, 2014).

3.1.4 Grelha

A grelha encontra-se localizada na parte inferior da fornalha e tem duas funções principais: transportar o combustível ao longo da câmara de combustão e garantir a distribuição do ar primário, através de orifícios presentes na grelha (Yin et al., 2008).

O transporte do combustível sobre a grelha é um aspeto fundamental na eficiência do processo de combustão, devendo este ser o mais suave e homogéneo possível, a fim de evitar a formação de “vazios” na superfície da grelha, o que aumentam a formação de cinzas volantes e inqueimados no efluente gasoso (Van Loo & Koppejan, 2010).

Os sistemas de grelha modernos incorporam um sistema de refrigeração (ar ou água) que permite obter temperaturas mais baixas na grelha, evitando a formação de *slagging*, o que aumenta o tempo de vida dos materiais (Obernberger, 1997). A grelha é normalmente fabricada em aço refratário, suportando uma taxa de libertação de calor que pode atingir os 4 $\text{MWth}\cdot\text{m}^{-2}$, em função do alto teor de voláteis e do baixo teor de cinzas da biomassa utilizada. Os tipos de grelha utilizados em sistemas de leito fixo dividem-se em grelhas móveis e fixas (Yin et al., 2008).

Grelha Móvel

Os sistemas de leito fixo com grelha móvel assumem-se como uma das principais tecnologias utilizadas na combustão de biomassa (Yin et al, 2012). A principal vantagem desta tecnologia é a flexibilidade no combustível utilizado, o que requer uma menor preparação e manuseamento do mesmo, além de permitir a utilização de combustíveis de biomassa com alto teor de cinzas e humidade (Oberberger, 1997; Yin et al., 2008).

Em comparação com os sistemas de grelha fixa, a tecnologia com grelha móvel apresenta uma eficiência e taxa de combustão superior, devido à melhor distribuição das partículas de combustível sobre a superfície da grelha. Isso permite uma mistura mais homogênea de ar e combustível, evitando a formação de escórias e cinzas adicionais, além de reduzir o excesso de ar necessário para uma combustão completa.

O combustível de biomassa é introduzido numa extremidade da grelha, movendo-se lentamente ao longo da câmara de combustão, onde queima pela adição de ar primário. Os gases combustíveis resultantes da queima de biomassa sobre a grelha são posteriormente oxidados, através da introdução de ar secundário numa segunda zona de combustão. A cinza resultante do processo de combustão é direcionada para um depósito no fim da grelha, onde será removida por um sistema de remoção de cinzas automático ou de forma manual (Rosendahl, 2013).

A grelha móvel apresenta diferentes configurações de acordo com o princípio mecânico responsável pelo seu movimento (Dahlquist, 2013). Desta forma, dependendo do tipo de movimento, a grelha pode ser classificada como vibratória, circulante, inclinada/horizontal ou rotativa (Yin et al., 2008).

Grelha Vibratória (*Vibrating Grate*)

A grelha vibratória (Figura 5) é composta por uma superfície inclinada de tubos alhetados, situada sobre um conjunto de molas. A oscilação dos elementos que constituem a superfície da grelha permite o movimento das partículas de biomassa ao longo da câmara de combustão (Van Loo & Koppejan, 2010). A vibração dos elementos da grelha ocorre de forma intermitente, reduzindo a formação de cinzas de maior dimensão (Yin et al., 2008). Esta situação justifica a grande aplicabilidade deste tipo de grelha em sistemas que utilizam combustíveis de biomassa com elevada probabilidade de sinterização de cinzas e *slagging* (Ex. Resíduos herbáceos). A ação de compactação das oscilações na grelha permite uma maior flexibilidade do combustível utilizado e uma carga térmica na grelha de aproximadamente $2,5 \text{ MW.m}^{-2}$. As principais desvantagens da grelha vibratória são a maior produção de cinzas volantes, causadas pelas vibrações da grelha, e uma maior emissão de monóxido de carbono (CO), devido a perturbações periódicas no leito de combustível (Dahlquist, 2013).

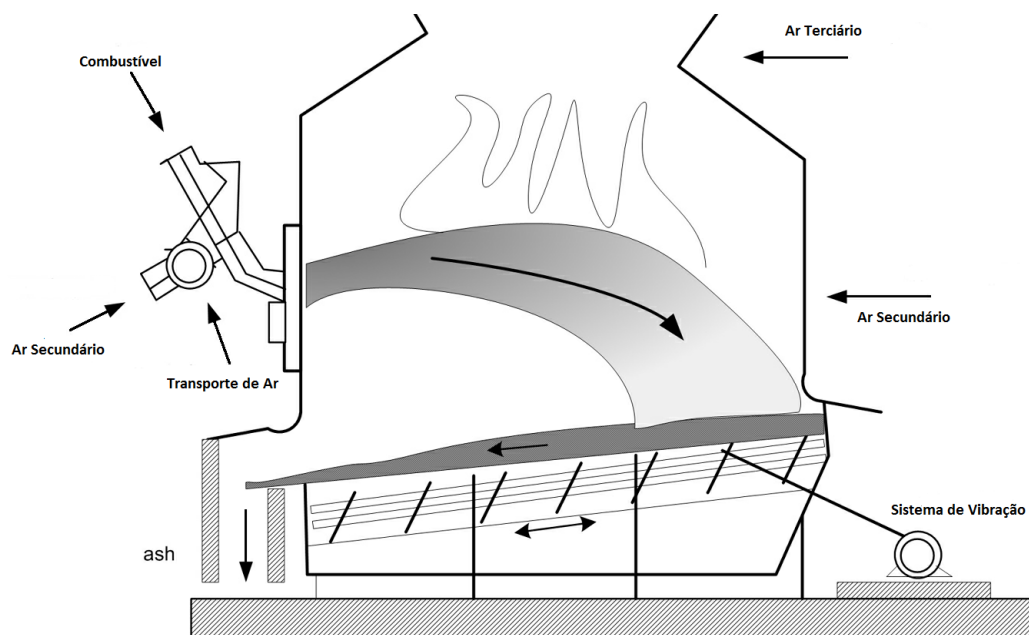


Figura 5 - Grelha vibratória com sistema de distribuição pneumático (adaptado de Van Loo & Koppejan, 2010).

Grelha Circulante (*Travelling Grate Furnace*)

A grelha circulante (Figura 6) é composta por um conjunto de barras sem-fim (funciona como um tapete rolante) que se move no interior da câmara de combustão (Dahlquist, 2013).

O leito de combustão é fixo, sendo transportado ao longo da câmara através da grelha. Na outra extremidade (oposta à entrada de combustível), o resíduo resultante do processo de combustão é removido de forma automática no ponto de inversão do sentido da grelha. A superfície da grelha que se desloca no sentido inverso é arrefecida pelo ar primário, por forma a evitar o sobreaquecimento e minimizar o seu desgaste (Van Loo & Koppejan, 2010).

As principais vantagens consistem nas condições de combustão uniforme que se atingem na câmara de combustão (principalmente na combustão de pellets e estilha), as baixas emissões de cinzas e a facilidade de controlo e manutenção da grelha. No entanto, uma vez que o leito na grelha não é agitado, o processo de combustão é mais demorado e exige uma maior quantidade de excesso de ar, o que pode resultar numa maior concentração de NO_x . Outra desvantagem está relacionada com a utilização de combustível não homogéneo, o que pode resultar numa distribuição do combustível pouco uniforme na superfície da grelha (Van Loo & Koppejan, 2010).

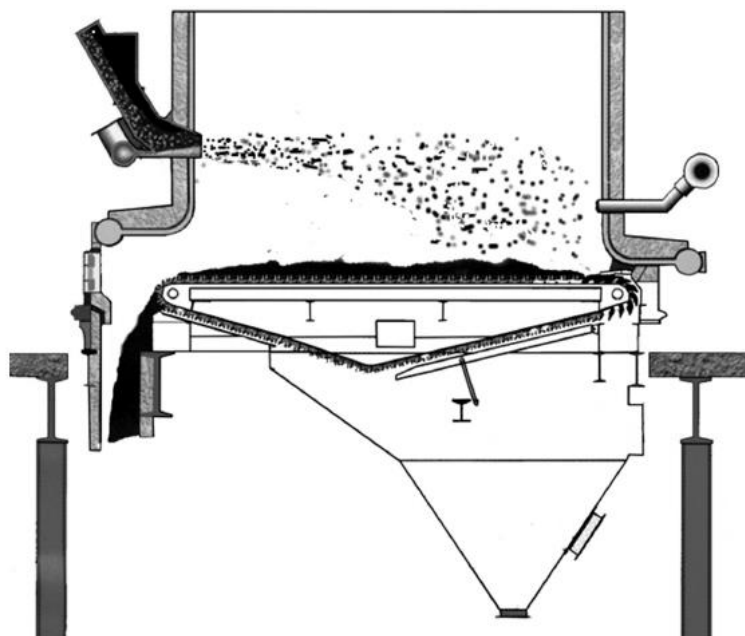


Figura 6 – Sistema de leito fixo com grelha circulante (Van Loo & Koppejan, 2010).

Grelha Móvel Inclinada/Horizontal (*Inclined/Horizontally Moving Grate*)

As grelhas alternadas (Figura 7) são constituídas por um conjunto intercalar de segmentos fixos e móveis. O movimento alternado dos segmentos induz o movimento do combustível e das cinzas ao longo da grelha. Os elementos móveis encontram-se posicionados entre os elementos fixos e são acionados através de um sistema hidráulico. A velocidade de movimentos dos elementos da grelha pode ser diferenciada ao longo da mesma, de acordo com as diferentes etapas de combustão (Van Loo & Koppejan, 2010).

A sucessiva mistura e movimento do leito promove a constante renovação da frente de reação e uma distribuição homogénea do ar primário. A introdução de ar primário é realizada através dos espaços entre os elementos móveis e fixos. Através da frequência e da largura dos elementos que constituem a grelha é possível ajustar a camada de combustível e otimizar o processo de combustão (Van Loo & Koppejan, 2010).

As grelhas alternadas podem ser inclinadas ou horizontais. No caso das últimas, a grelha encontra-se na horizontal como resultado da posição diagonal dos elementos que a constituem. O facto do leito de combustível estar disposto horizontalmente, o movimento do material na superfície da grelha resulta apenas do movimento provocado pelos elementos da mesma, e não por ação da gravidade ou outros movimentos incontrolláveis, o que diminuiu as perturbações no leito de combustível (Dahlquist, 2013).

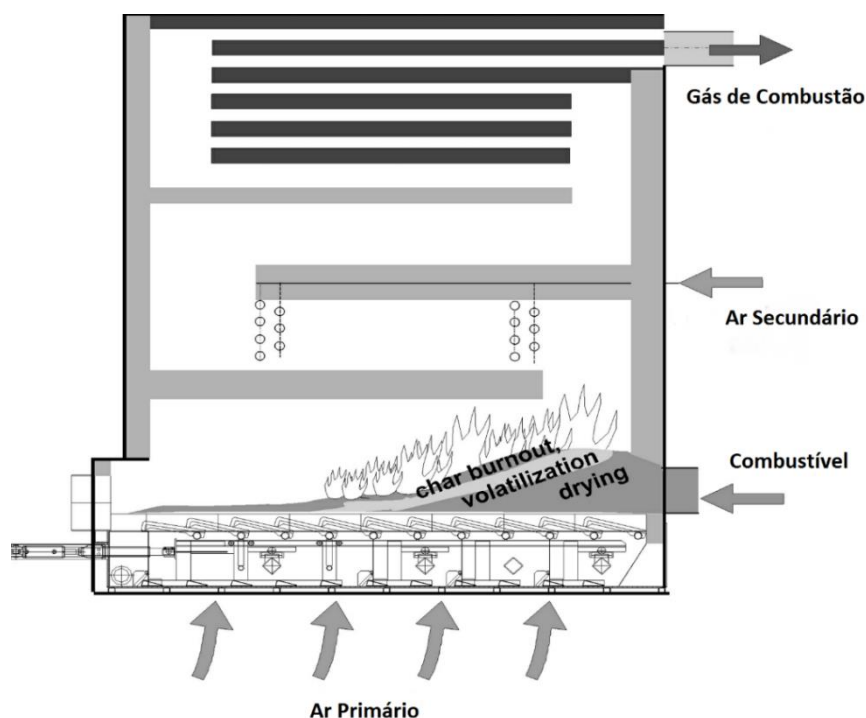


Figura 7 - Sistema com grelha alternada horizontal (adaptado Van Loo & Koppejan, 2010).

Grelha Rotativa (*Underfeed Rotating Grate*)

A grelha rotativa (Figura 8) apresenta uma secção cónica, constituída por um conjunto de elementos que se movimentam em direcções opostas.

A introdução do ar primário e do combustível de biomassa é realizada pela parte inferior da grelha. A biomassa introduzida é permanentemente misturada com o leito de combustível, o que torna esta tipologia de grelha adequada para a utilização de combustíveis de biomassa com elevado teor de humidade (Ex. Casca, aparas de madeiras, entre outros combustíveis com um teor de humidade máximo de 65%, btq).

O movimento rotativo provoca a subida do leito de combustível na grelha, fazendo com que as cinzas caiam por gravidade num recipiente de água. Os gases combustíveis gerados são posteriormente queimados pela adição de ar secundário numa segunda câmara de combustão (horizontal ou vertical). Os sistemas com grelha rotativa também permitem a queima de misturas combustíveis constituídas por biomassa sólida e lamas biológicas (Van Loo & Koppejan, 2010).

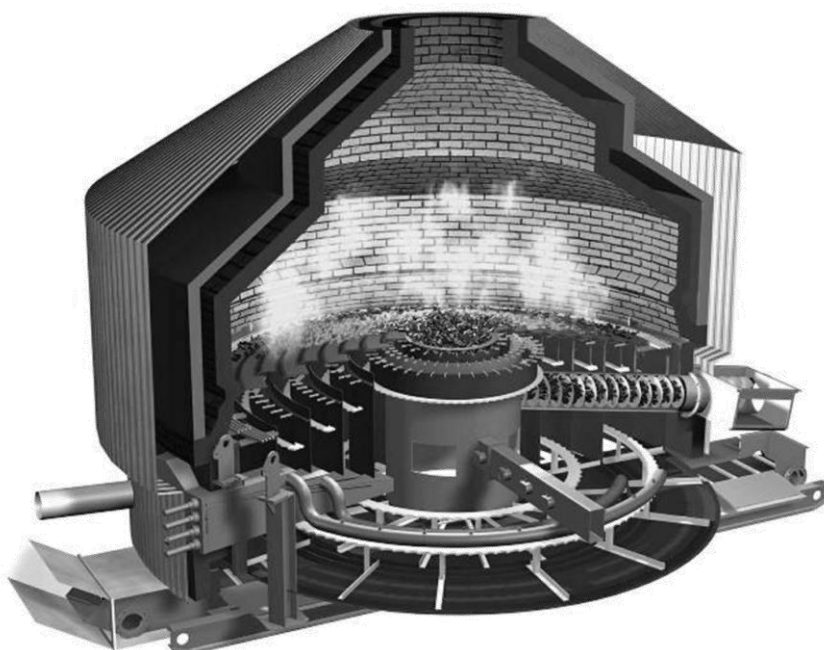


Figura 8 - Sistema de Combustão com grelha rotativa (Van Loo & Koppejan, 2010).

Grelha Fixa

Os sistemas de grelha fixa são os dispositivos mais comuns para a combustão de biomassa em aplicações de pequena e média escala. Simplificadamente, este tipo de sistema é constituído por uma grelha fixa encerrada numa cavidade, constituindo desta forma a fornalha. As grelhas fixas requerem limpeza manual periódica das cinzas, uma vez que não possuem um sistema automático para esse fim (Dahlquist, 2013). Os sistemas de grelha fixa apresentam uma utilização residual, em comparação às grelhas móveis, devido à dificuldade em obter-se um controlo efetivo sobre o processo de combustão.

Consoante o tipo de alimentação e a orientação da grelha, estes sistemas são classificados em grelha fixa inclinada, grelha fixa com alimentação inferior (*Underfeed Stoker*) ou superior (*Overfeed Stoker*) (Dahlquist, 2013; Van Loo & Koppejan, 2010).

Nos sistemas com grelha inclinada o combustível é introduzido na extremidade mais alta da grelha, caindo ao longo da mesma por gravidade. O ângulo de inclinação da grelha pode ser constante ou variável de acordo com a velocidade de combustão necessária nas diferentes fases. A grelha é composta por um conjunto de blocos em aço, uniformemente espaçados, formando uma superfície plana ou em escada (Dahlquist, 2013). Na Figura 9 está representado o princípio de funcionamento do sistema.

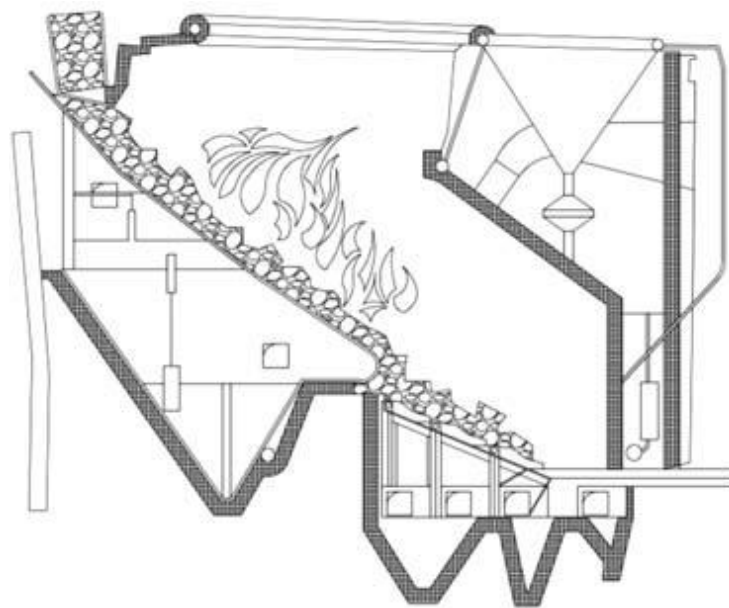


Figura 9 - Esquematização de um sistema com grelha fixa inclinada (Dahlquist, 2013).

Já nos sistemas com alimentação inferior ou superior, as partículas de biomassa são introduzidas na câmara de combustão, através de um transportador de parafuso sem-fim, no caso do sistema de alimentação inferior, ou por sistemas de sobrealimentação, na tecnologia de alimentação superior, dando origem à formação de uma pilha de combustível na base da fornalha, em função do coeficiente de atrito das partículas de biomassa (Strezov, et al., 2014). O ar primário é introduzido ao nível da grelha, enquanto o ar secundário é injetado numa zona acima do leito (normalmente ao nível da entrada para a segunda câmara de combustão) (Míguez et al., 2012).

A cinza gerada no processo de combustão é removida de forma manual no depósito de cinzas ou diretamente na grelha após a paragem do sistema. A limitação da quantidade de cinzas no sistema implica que este tenha uma operação cíclica, o que resulta em maiores requisitos de manutenção e maior dificuldade no controlo do processo. Uma parte das cinzas (cinzas de fundo) é removida através das aberturas das grelhas onde ocorre a combustão, sendo este sistema adequado para biomassa com baixo teor de cinzas (estilha, pellets, etc.). A restante fração de cinzas (cinzas volantes) será arrastada pelo efluente e recolhida por dispositivos a jusante (multicilone, filtro de mangas, entre outros). Para combustíveis com elevado teor de cinzas pode ser necessário desenvolver sistemas específicos para recolha das cinzas a partir do interior da fornalha (Van Loo & Koppejan, 2010).

A configuração desta tecnologia difere em função do tamanho das partículas de biomassa e a sua humidade. A elevada inércia térmica das paredes refratárias da câmara de combustão permite que o sistema possa operar com combustíveis de biomassa com um teor

de humidade próximo dos 50%,btq. A eficiência térmica destes sistemas apresentam valores na ordem dos 70% (Dahlquist, 2013).

Sistema com Alimentação Inferior (*Underfeed Stoker*)

Os sistemas de alimentação inferior apresentam-se como uma tecnologia de baixo custo para aplicações de pequena e média escala, cuja potência nominal seja inferior a 6 MW_{th} (Van Loo & Koppejan, 2010). O combustível, que deve ser de pequenas dimensões (até 50 mm) e apresentar um baixo teor de cinzas, é introduzido na parte inferior da fornalha, através de um parafuso sem-fim (Strezov, et al., 2014). Combustíveis de biomassa ricos em cinzas (casca, palha, etc.) necessitam de um sistema de remoção de cinzas mais eficiente. Além disso, as cinzas que sintetizam ou fundem na superfície superior do leito de combustível podem causar problemas no transporte da biomassa nos sistemas de alimentação inferior, devido às condições instáveis que se criam quando o combustível e o ar atravessam a superfície coberta de cinzas (Oberberger, 1997). As principais vantagens da tecnologia com alimentação inferior são o bom comportamento do sistema em carga parcial e a facilidade de controlo da carga. Em comparação com as outras fornalhas de grelha, uma mudança de carga neste tipo de sistema é rapidamente conseguida, uma vez que a massa de combustível no interior da fornalha é reduzida e facilmente controlada (Van Loo & Koppejan, 2010). A Figura 10 esquematiza um sistema típico de combustão com alimentação inferior.

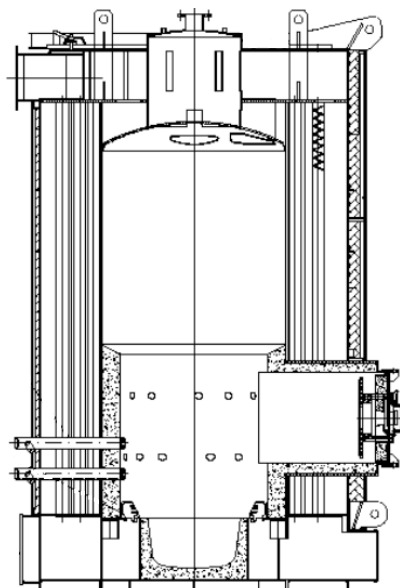


Figura 10 – Sistema de grelha fixa de alimentação inferior (VENTIL – Engenharia do Ambiente, Lda.).

3.2 Requisitos de Conceção Ecológica para Caldeira a Biomassa

3.2.1 Legislação Nacional

Em Portugal, os principais requisitos ecológicos legais associados aos sistemas de combustão a biomassa referem-se, essencialmente, à emissão de poluentes para atmosfera e à gestão das cinzas resultantes da queima da biomassa sólida.

O Decreto-Lei n.º 78/2004 estabelece o regime legal de prevenção e controlo das emissões de poluentes para atmosfera, englobando todas as instalações de combustão integradas em estabelecimentos industriais, comerciais ou de serviços, entre os quais os de prestação de cuidados de saúde, os de ensino e instituições do Estado. São excluídos deste âmbito os sistemas de combustão com uma potência térmica nominal igual ou inferior a 100 kW e instalações utilizadas exclusivamente para investigação, desenvolvimento ou experimentação de novos produtos ou processos.

Os valores limites de emissão (VLE) estipulados para os sistemas de combustão que utilizam biomassa como combustível encontram-se definidos na Portaria n.º 677/2009. A Tabela 2 sistematiza os VLE dos principais poluentes resultantes da queima de combustíveis derivados de biomassa.

Nota: Tendo em conta o âmbito do trabalho não será abordado os requisitos em termos de gestão de cinzas

Tabela 2 - VLE dos poluentes em análise para sistemas de combustão de biomassa (Decreto-Lei n.º 78/2004; Portaria n.º 677/2009).

Poluente	VLE	Observações
CO	550	VLE dos poluentes expressos em mg•Nm ⁻³ , às condições normalizadas de pressão (101,3 kPa), temperatura (273,15 K), gás seco e teor de O ₂ de 10%
NO _x	715	
MP	165	

Tendo em conta a composição do efluente gasoso, e considerando as condições do escoamento (temperatura, pressão, humidade e teor de oxigénio), é possível calcular a concentração normalizada para um poluente em particular, por forma a comparar o resultado obtido com o VLE estabelecido pela legislação em vigor. O cálculo da concentração normalizada pode ser obtida pela seguinte equação (APA, 2008):

$$C_{i,N} = C_i(p, T) \cdot \left[\frac{21 - Y_{O_2,N}}{21 - Y_{O_2}(p, T)} \right] \cdot \left[\frac{100}{100 - Y_{H_2O}} \right] \cdot \left[\frac{T}{T_N} \right] \cdot \left[\frac{p_N}{p} \right] \quad (\text{Eq. 2})$$

$$C_i(p, T) = Y_i(\text{ppm}) \cdot \frac{1}{1000} \cdot \frac{p \times M_i}{R \times T} \quad (\text{Eq. 3})$$

4 CARACTERIZAÇÃO DA OPERAÇÃO DE UMA CALDEIRA A BIOMASSA

4.1 Descrição do Caso de Estudo

O sistema de combustão em estudo, esquematizado na Figura 11, encontra-se implementado no complexo industrial da empresa Ventil – Engenharia do Ambiente, Lda., sendo utilizado para investigação, experimentação de biocombustíveis sólidos, realização de certificações ambientais, entre outras coisas. O sistema é constituído por uma caldeira da marca Ventil de 580 kW_{th} e engloba um conjunto de equipamentos auxiliares que serão descritos em seguida.

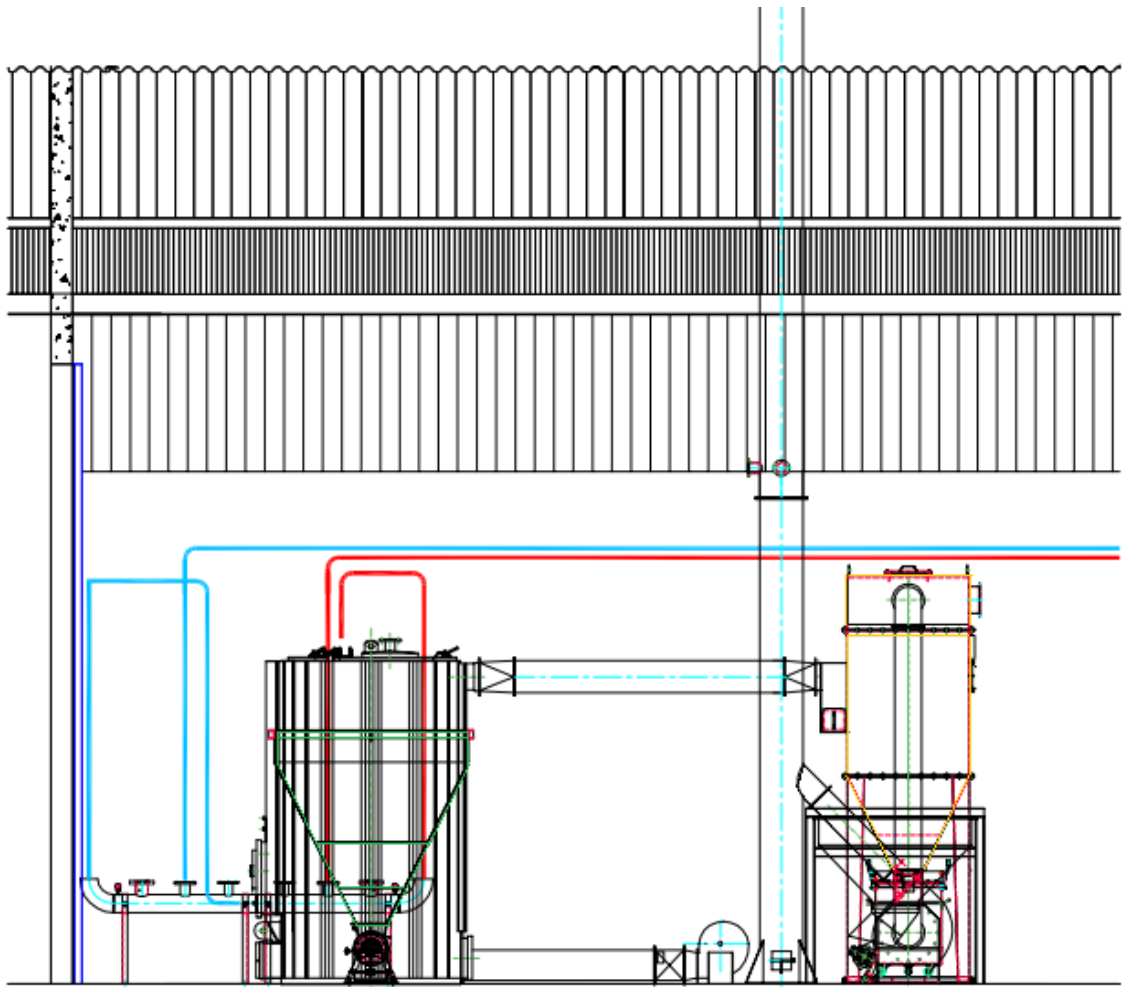


Figura 11 – Layout do sistema de combustão em estudo (VENTIL – Engenharia do Ambiente, Lda.).

4.1.1 Principais Componentes do Sistema

i) Estrutura da Caldeira

A caldeira Ventil (Figura 12) apresenta uma estrutura padrão, independentemente da potência térmica nominal do sistema. Esta destina-se à produção de água quente, a partir de combustíveis sólidos derivados de biomassa, tendo em vista a sua utilização em processos industriais e/ou no aquecimento de espaços através de permutadores de calor.

A caldeira é do tipo vertical com tubos de fumo (*fire-tube*) de tripla passagem. Já a fornalha, composta por duas câmaras de combustão e integrada no corpo da caldeira, é do tipo leito fixo com sistema de alimentação inferior (*Underfeed Stoker*) e foi desenvolvida para a combustão de diferentes tipos de combustível (Ex. Estilha, serrim, aparas de madeira, pellets, entre outros), cujo PCI seja superior a $12,5 \text{ MJ} \cdot \text{kg}_{\text{bs}}^{-1}$. O teor de cinzas e a humidade dos combustíveis utilizados devem ser inferiores a 2%,_{bs} e 50%,_{btq} respetivamente, por forma a garantir um bom funcionamento do sistema de combustão. A caldeira aquece a água até uma temperatura máxima de 109 °C e uma pressão de 3 bar. A gama de potência nominal dos sistemas Ventil variam entre 350 kW_{th} e 7 MW_{th}.

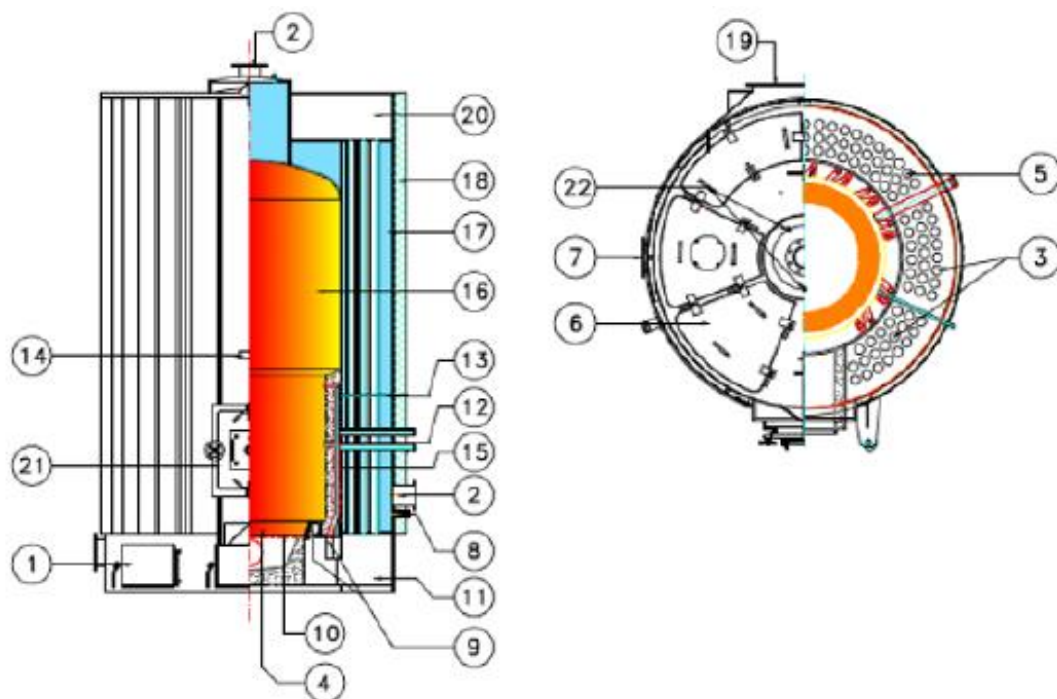


Figura 12 - Componentes específicos da caldeira VENTIL (Ventil – Engenharia do Ambiente, Lda.).

- | | |
|---|---|
| 1 – Portas inferiores para limpeza de cinzas. | 12 – Entradas de ar secundário. |
| 2 – Flanges de ida e retorno de água. | 13 – Ponto de ligação para medida de depressão. |
| 3 – Primeiro conjunto de tubulares do permutador. | 14 – Placa de identificação da caldeira. |
| 4 – Grelha de introdução de ar primário. | 15 – Betão refratário. |
| 5 – Segundo conjunto de tubulares do permutador. | 16 – Fornalha interna. |
| 6 – Tampas superiores para limpeza dos tubos de fumo. | 17 – Permutador de calor vertical. |
| 7 – Entrada do sem-fim de alimentação. | 18 – Isolamento de lã de rocha revestido por chapa. |
| 8 – Válvula para descarga da água/purga da caldeira. | 19 – Coletor de saída dos gases de combustão. |
| 9 – Grelha fixa. | 20 – Câmara superior para inversão dos gases. |
| 10 – Base da fornalha com revestimento refratário. | 21 – Porta principal para acesso à fornalha. |
| 11 – Câmara inferior para inversão dos gases. | 22 – Pontos de ligação para sonda de regulação de temperatura de água, pressostato e termostato de segurança. |

ii) Sistema de Alimentação

A caldeira incorpora um sistema de alimentação automático do tipo gravimétrico, constituído por um sem-fim com passos variáveis (Figura 13). A introdução gradual do combustível é efetuada no cadinho localizado na base da fornalha.

O movimento do parafuso sem-fim (atinge um máximo de 3,5 rpm) é conferido por um motor-reductor (modelo NORD SK 100 L/4) com uma potência nominal de 2,2 kW_e, cuja velocidade de rotação (atinge entre 10% a 30% da velocidade máxima na combustão com pellets) é regulada em função do nível de oxigénio medido nos gases de combustão.

Uma vez que o parafuso sem-fim não funciona em contínuo (a velocidade de rotação varia em função das necessidades térmica do sistema), a probabilidade de um retorno da chama é maior. No entanto, como medida preventiva, encontra-se instalado um sistema de deteção e de extinção de incêndios regulado termostaticamente.

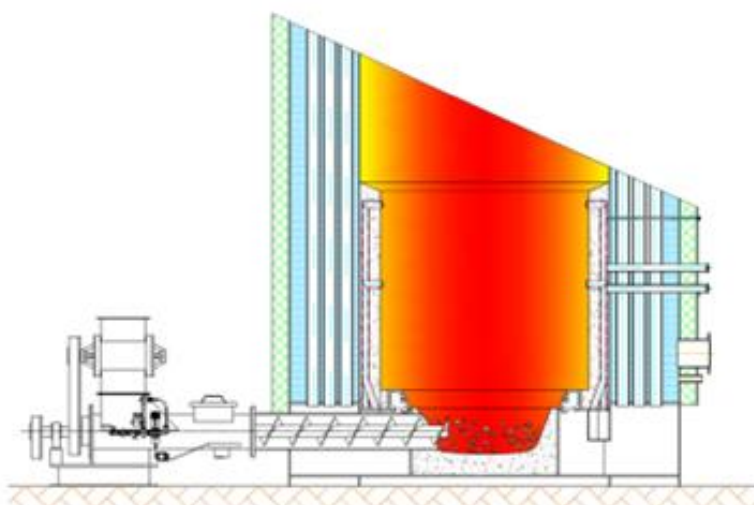


Figura 13 – Layout do sistema de alimentação (Ventil - Engenharia do Ambiente, Lda.).

iii) Sistema de Introdução do Ar de Combustão

A introdução do ar de combustão (Figura 14) é feita utilizando um ventilador centrífugo (modelo Budrio Bologna RM 280/2) com uma potência nominal de 0,75 kW_e. O ventilador é composto por uma conduta seccionada em três partes de diferentes dimensões, responsável pela distribuição do ar na fornalha. Cada secção incorpora uma válvula borboleta ($A_{v,x}$), ligada a um servomotor, que regula a entrada de ar, através da abertura ou fecho das válvulas. A introdução do ar primário é feita através da grelha circular fixa, enquanto o ar secundário e terciário são introduzidos pelas entradas otimizadas, localizadas acima do leito de combustão e à entrada da câmara de combustão secundária, respetivamente.

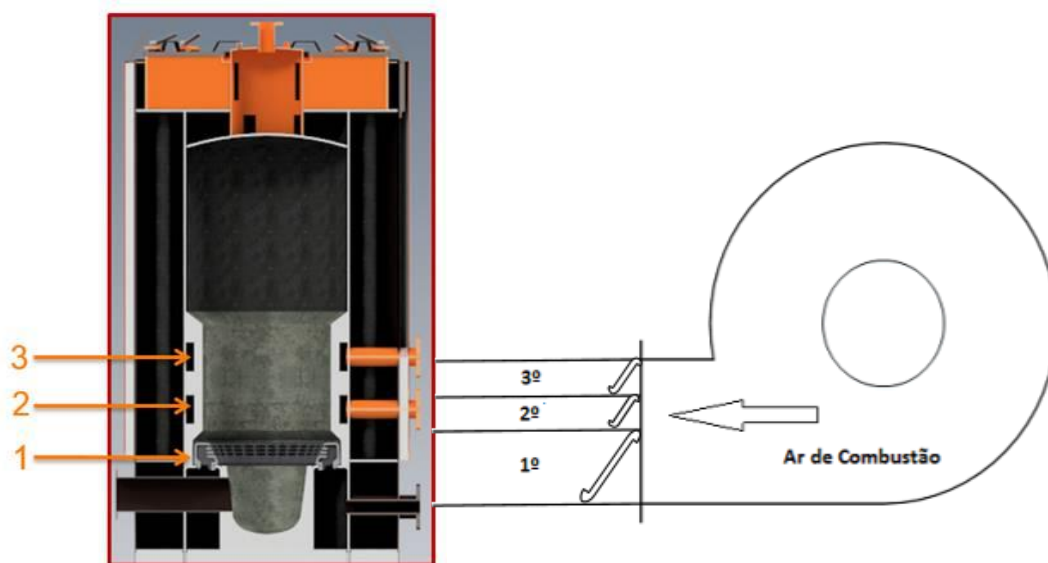


Figura 14 – Sistema de introdução e distribuição do ar primário, secundário e terciário na fornalha (VENTIL – Engenharia do Ambiente, Lda.).

iv) Sistema de Tratamento do Efluente Gasoso

O efluente gasoso resultante do processo de combustão inclui partículas sólidas (cinzas volantes) cuja emissão para a atmosfera deve ser minimizada. A remoção de partículas é efetuada num separador multiciclónico (Figura 15), constituído por ciclones individuais de fluxo invertido e entrada em espiral, o que permite aumentar a eficiência global de separação das partículas de menor dimensão.

Os ciclones individuais são constituídos por um corpo cilíndrico com uma entrada tangencial ou axial, uma base cónica, uma abertura inferior para descarga das partículas recolhidas e uma abertura superior para saída do ar limpo.

As cinzas recolhidas nos ciclones individuais são direcionadas para a tremonha do multiciclone e em seguida para o balde de recolha de cinzas. Este balde deve ser periodicamente esvaziado para evitar a acumulação de cinzas na tremonha e a sua reintrodução no efluente emitido pela chaminé.



Figura 15 – Sistema de Despoeiramento (VENTIL – Engenharia do Ambiente, Lda.).

v) Sistema de Extração de Gases de Combustão

A remoção dos gases de combustão na caldeira é realizada por tiragem forçada, o que assegura as necessárias condições de combustão em depressão, por forma a minimizar os riscos de retorno de chama, devido a uma eventual abertura da porta principal da caldeira, com a mesma em funcionamento, ou pelas variações pontuais da pressão no interior da câmara de combustão. Além disso, o controlo deste parâmetro permite reduzir ou aumentar o tempo de residência dos gases de combustão no interior da fornalha.

A depressão é criada pela ação de um ventilador (modelo ELVEM 6XM 132M-4) com uma potência nominal de 7,5 kW_e, instalado a jusante do multiciclone (Figura 16). A depressão criada pelo ventilador é controlada pelo ajuste automático da frequência de funcionamento do mesmo de acordo com a leitura permanente do valor de depressão no interior da fornalha.



Figura 16 – Sistema de Extração de Gases de Combustão (VENTIL – Engenharia do Ambiente, Lda.).

4.1.2 Transferência de Calor na Caldeira

A transferência de calor ocorre ao nível do permutador que rodeia toda a câmara de combustão. Os gases de combustão percorrem o interior de um elevado número de tubos no exterior dos quais circula a água da caldeira. Os gases de combustão percorrem um triplo trajeto através do permutador (Figura 17).

O calor libertado na combustão de biomassa é transferido por radiação para a superfície interior do permutador de calor, através dos gases de combustão que circulam com um sentido de escoamento em direção à parte superior da caldeira (1ª passagem).

Os gases de combustão, que ainda contêm energia térmica útil, passam na primeira câmara de inversão de gases (câmara superior) e são conduzidos através do primeiro conjunto de tubulares. Este conjunto de tubulares, completamente rodeado pela água do permutador, transmite mais uma fração da energia térmica dos gases de combustão para a água de aquecimento, através de fenómenos convectivos (2ª passagem).

Após a segunda câmara de inversão do sentido do escoamento (câmara inferior), os gases de combustão atravessam o segundo conjunto de tubulares, antes de chegarem ao coletor de saída. Outra fração de energia térmica dos gases de combustão é transferida para a água de aquecimento por convecção (3ª passagem).

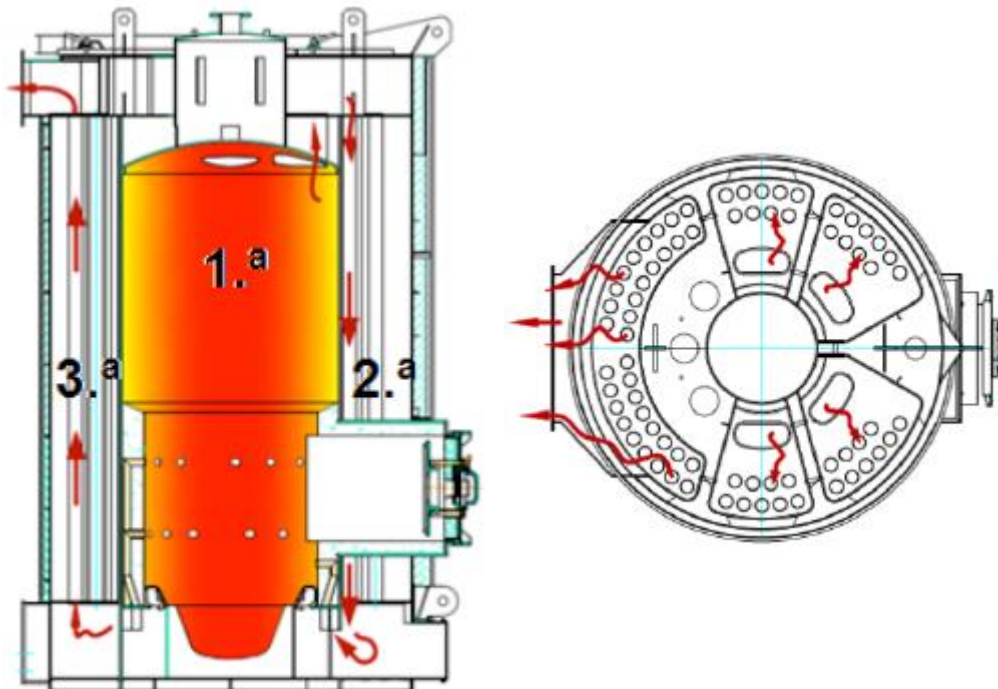


Figura 17 - Mecanismo de tripla passagem dos gases de combustão (Ventil - Engenharia do Ambiente, Lda.).

4.1.3 Controlo e Otimização do Processo

O sistema de combustão é gerido por um sistema de controlo automático (*PID Control System*) com ecrã interativo, onde é possível visualizar um conjunto de dados sobre a operação do sistema. Este possui um menu de programação que permite ajustar parâmetros do processo, tais como a temperatura de saída da água da caldeira, o excesso de ar, o nível de abertura das válvulas de ar primário, secundário e terciário, a velocidade de rotação do sem-fim de alimentação, a frequência máxima de funcionamento do ventilador de ar e do ventilador de extração de gases, a depressão desejada na fornalha, entre outros (Figura 18).

	ENCHIMENTO DA CÂMARA DE COMBUSTÃO PARA ACENDIMENTO DA CALDEIRA		TEMPOS DE ARRANQUE E RECUPERAÇÃO DA CALDEIRA
	DESACTIVAÇÃO E ACTIVAÇÃO DA CALDEIRA E DO SISTEMA DE ALIMENTAÇÃO		COMANDOS MANUAIS DOS EQUIPAMENTOS
	TEMPERATURA DESEJADA E DE SEGURANÇA DA CALDEIRA		HORAS DE TRABALHO DOS EQUIPAMENTOS
	PARÂMETROS DE CONTROLO DA DEPRESSÃO		ACCIONAMENTOS TOTAIS DOS EQUIPAMENTOS
	PARÂMETROS DE CONTROLO DO OXIGÉNIO DA COMBUSTÃO		FORÇADOS MANUAIS DOS EQUIPAMENTOS
	TEMPOS DOS CICLOS DOS SEM-FINS		SELECIONAR OS ALARMES DA SIRENE
	TEMPOS DO CICLO DE VIGILIA E DO SISTEMA DE SEGURANÇA ANTI-FOGO DA CALDEIRA		ALTERAR O CÓDIGO DE ACESSO À PROGRAMAÇÃO
			ALTERAR OS DIREITOS DE ACESSO DOS UTILIZADORES À PROGRAMAÇÃO

Figura 18 – Menu de programação do sistema de controlo (VENTIL – Engenharia do Ambiente, Lda.).

A gestão automática do processo de combustão é realizada por um algoritmo que controla a introdução de combustível e ar na fornalha, em função do intervalo estabelecido para o O_2 nos gases de combustão ($Y_{O_2,min}$ e $Y_{O_2,otm}$), a temperatura de saída da água na caldeira ($T_{H_2O,out}$) e o diferencial máximo permitido ($\Delta T_{H_2O} = T_{H_2O,out} - T_{H_2O,in}$). Se o $Y_{O_2,otm}$ está fora do valor desejado, o sistema retifica a introdução de combustível e/ou ar na fornalha. Já se o $Y_{O_2,otm}$ estiver abaixo do valor mínimo o sistema interrompe a introdução de combustível até que seja compensado o défice de O_2 . A monitorização do Y_{O_2} é realizada por uma sonda *lambda*, instalada à saída dos gases de combustão da caldeira. Quando a água atinge a $T_{H_2O,out}$ desejado, o sistema interrompe a alimentação de combustível na fornalha até que o ΔT_{H_2O} seja superior ao valor estabelecido.

4.2 Monitorização das Variáveis Operatórias

A medição de variáveis operatórias é uma etapa fundamental na caracterização e otimização de um sistema. Em caldeiras a biomassa, a monitorização destas variáveis incluem um conjunto de propriedades relacionadas com as entradas e saídas físicas do sistema, bem como as condições de combustão no interior da fornalha.

No sistema em estudo, encontra-se implementado um sistema de monitorização integrado que engloba um conjunto de metodologias, métodos e equipamentos que permitem uma aquisição de dados de forma contínua e/ou periódica. No entanto, a monitorização em contínuo dos caudais de ar primário, secundário e terciário não é atualmente realizada na caldeira (apenas são monitorizados de forma periódica utilizando tubos de pitot nas secções da conduta de ar e um medidor de pressão diferencial Testo 521), pelo que será desenvolvida uma metodologia para esse efeito.

Na Figura 19 e 20 encontram-se esquematizados os parâmetros monitorizados em contínuo e/ou de forma periódica. Em relação à temperatura na fornalha, os pontos monitorizados encontram-se localizados na câmara de combustão primária (zona do leito de combustão e acima deste) e secundária.

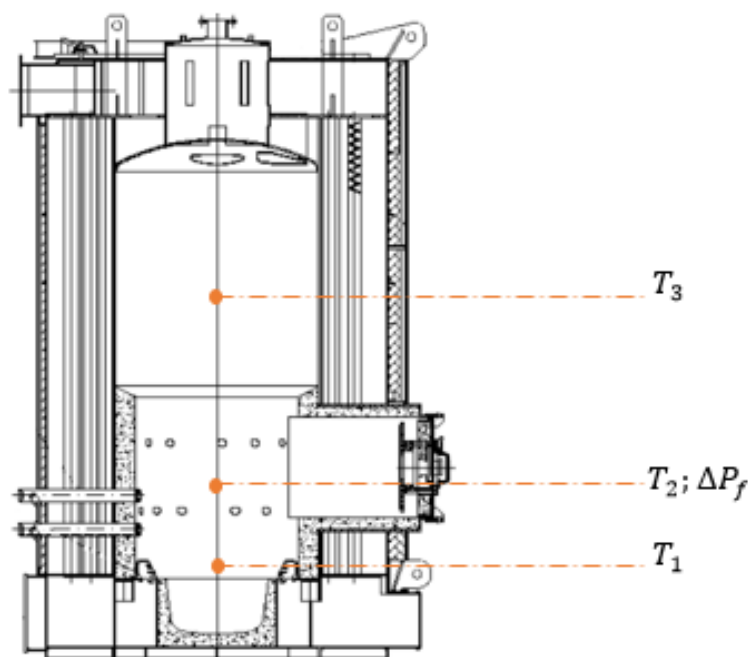


Figura 19 – Pontos de monitorização na fornalha (adaptado de VENTIL – Engenharia do Ambiente, Lda.).

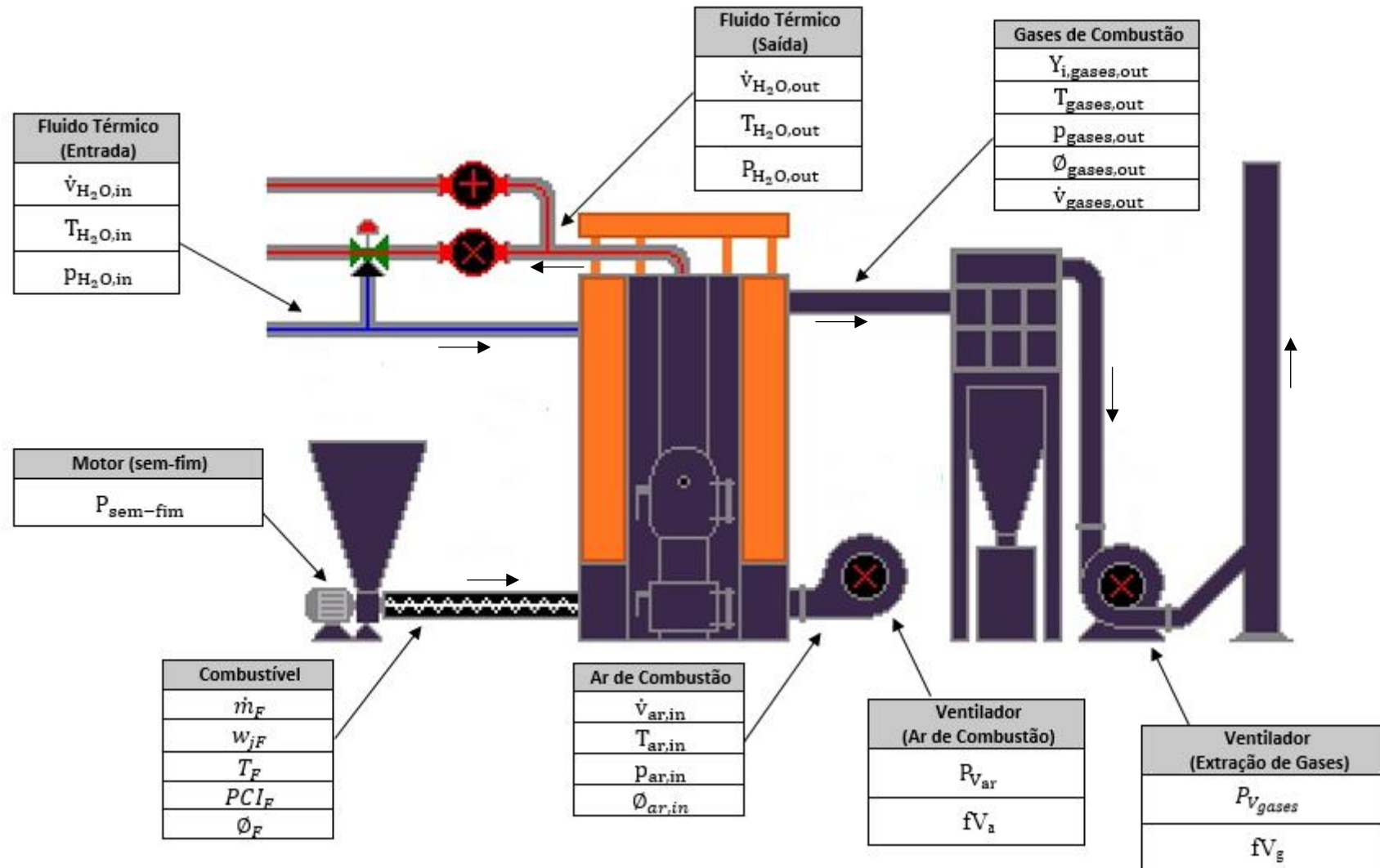


Figura 20 – Parâmetros a monitorizar na caldeira em estudo (adaptado de Ventil – Engenharia do Ambiente, Lda.).

4.2.1 Temperaturas

A monitorização da temperatura nos diversos pontos da caldeira/fornalha é efetuada utilizando termopares (sensores termoeletricos) do tipo N com bainha de inox (Figura 21) e uma gama de utilização entre os 0°C e os 1250°C. Além de operar numa gama adequada às temperaturas máximas esperadas na fornalha, o termopar de tipo N permite uma saída de sinal estável a altas temperaturas e apresenta boa resistência à oxidação.



Figura 21 - Termopares tipo N utilizados na caldeira para medição de temperaturas (do autor).

4.2.2 Depressão no Interior da Fornalha

A medição da depressão na fornalha é realizada na primeira câmara de combustão, utilizando um transmissor de pressão diferencial (*Kimo Instruments*, série CP110, modelo CP113) (Figura 22), cuja gama de operação situa-se entre os -100mbar e 100mbar. O valor registado pelo transmissor resulta da diferença entre a pressão no interior da fornalha e a pressão do ambiente exterior à mesma.



Figura 22 - Transmissor de pressão diferencial *Kimo Instruments* instalado na caldeira (do autor).

4.2.3 Pressão nas Conduatas

A medição da pressão no interior da conduta de ar e na conduta de saída dos gases de combustão é realizada através da aplicação de manómetros de tubo em U com coluna de água. Neste tipo de sistema, a diferença de pressão entre o exterior e o interior da conduta é dada pelo deslocamento da água no tubo. Assim, sabendo que o exterior da conduta encontra-se à pressão atmosférica teremos (Morris, 2006):

$$p - p_{\text{atm}} = \Delta h \cdot g \cdot \rho_{\text{H}_2\text{O}} \quad (\text{Eq. 4})$$

Já a medição da pressão no circuito de água da caldeira é realizada através de manómetros radiais (CALEFFI) com indicação analógica (Figura 23).



Figura 23 - Manómetro radial CALEFFI para medição da pressão de água (do autor)

4.2.4 Teor de Humidade

O controlo de humidade nos gases de combustão é realizado através da aplicação de um sensor de humidade relativa e temperatura (Vaisala HUMICAP®, modelo HMT310 com sonda HMT315) (Figura 24). O equipamento utilizado permite a monitorização da humidade relativa em gases cuja temperatura não seja superior a 180°C.



Figura 24 – Sonda HMT315 aplicada na conduta de gases de combustão (do autor).

Conhecida a humidade relativa é possível determinar a fração molar de H₂O nos gases de combustão aplicando a Lei de Dalton:

$$\phi_{\text{gases}} = \frac{p^*(T)}{p_{\text{sat}}(T)} \quad (\text{Eq. 5})$$

$$Y_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{n_{\text{H}_2\text{O}}}{n_{\text{gases}}} = \frac{p^*(T)}{P_{\text{gases}}} \quad (\text{Eq. 6})$$

Sabendo a fração molar de H₂O, a composição do ar de combustão e a composição elementar da biomassa é possível monitorizar de forma continua o teor de humidade do combustível introduzido na fornalha, a partir do desenvolvimento do balanço mássico à instalação (Hermansson, Lind, & Thunman, 2011). É também possível a monitorização de forma periódica pela aplicação da Norma CEN/TS 14774-1 a amostras do combustível.

4.2.5 Composição dos Gases de Combustão

A monitorização da composição dos gases de combustão (à saída da caldeira) é realizada para uma amostra de gás, extraída por uma sonda de amostragem, utilizando um sistema de análise de gases que incorpora um analisador (ABB, série EL3000 e modelo EL3040) e um condicionador (M&C[®], série CSS) de gases (Figura 25).

No condicionador são retiradas as partículas sólidas e os condensados, presentes na amostra gasosa recolhida pela sonda. Posteriormente, no analisador de gases, a amostra é avaliada, sendo determinada as concentrações de CO, CO₂, NO (sensor Uras26 que mede de forma seletiva os diferentes componentes por aplicação de tecnologia de infravermelho não dispersivo – NDIR) e O₂ (sensor Magnos206 que utiliza métodos paramagnéticos).

A monitorização de MP e HC's não será realizada devido à falta de equipamento que permita a sua monitorização.



Figura 25 - Analisador de Gases EasyLine EL3040 (em cima) e Condicionador M&C[®] (em baixo) (do autor).

4.2.6 Potência dos Ventiladores e do Motor do sem-fim

A monitorização da potência dos ventiladores e do motor do sem-fim de alimentação é realizada no painel de controlo do sistema de combustão que mede e regista em contínuo os valores da potência ativa, reativa e aparente.

4.2.7 Medição de Caudais

Gases de Combustão

A quantificação do caudal de gases de combustão é feita recorrendo a um tubo de Pitot (Figura 26), medidor de caudal indireto, que mede a diferença entre a pressão dinâmica e a pressão estática do fluido (Vinod, et al., 2012). A secção de amostragem na conduta, onde está instalado o tubo de Pitot, foi definida segundo a Norma NP 2167:2007.



Figura 26 - Tubo de Pitot utilizados na medição de caudais no sistema em estudo (do autor).

A leitura do diferencial de pressão é feita de forma continua através de um transmissor de pressão JUMO (Figura 27).



Figura 27 – Medidor de pressão diferencial JUMO (do autor).

O diferencial de pressão obtido permite determinar a velocidade pontual do fluido, num determinado ponto da conduta, pela aplicação da equação de Bernoulli:

$$v_f = C_D \cdot \sqrt{\frac{2 \times \Delta p}{\rho_f}} \quad (\text{Eq. 7})$$

Nota: Em condutas com configuração normalizada temos $0,9 \leq C_D \leq 1$.

Sabendo a velocidade do fluido e conhecendo o diâmetro da conduta é possível determinar o caudal volúmico da seguinte forma:

$$\dot{v}_f = v_f \cdot \frac{D_c^2}{4} \quad (\text{Eq. 8})$$

Combustível

O controlo do caudal de combustível é realizado através da medição em contínuo da frequência de rotação do sem-fim de alimentação. Esta variável é posteriormente convertida pela aplicação de uma reta de calibração (regressão linear simples), desenvolvida para o sem-fim do sistema em análise, que relaciona o caudal mássico de combustível que entra na fornalha com a frequência de rotação do sem-fim (este valor é monitorizado em contínuo pelo painel de controlo da caldeira). Assim, o caudal mássico de combustível é obtido da seguinte forma:

$$\dot{m}_F = a \cdot f_{s-f} - b \quad (\text{Eq. 9})$$

Nota: Os valores de a e b variam em função do combustível utilizado.

4.2.8 Caracterização Física e Química do Combustível

Como referido no capítulo 3, a caracterização física e química do combustível é obtida em função da análise imediata e elementar realizada ao combustível. No caso em estudo, a análise imediata foi realizada no laboratório do Departamento de Ambiente e Ordenamento da Universidade de Aveiro. A determinação dos elementos que comportam a análise imediata seguiu os seguintes procedimentos normalizados:

- Preparação das amostras – Norma CEN/TS 14780;
- Teor de cinzas – Norma CEN/TS 14775;
- Teor de humidade – Norma CEN/TS 14774-1;
- Teor de voláteis – Norma CEN/TS 15148;
- Teor de carbono fixo – Obtido por diferença;

Já a análise elementar é obtida por análises externas, realizadas em laboratórios certificados. No entanto, caso haja a impossibilidade de realização de análises externas ao combustível, é possível determinar o teor de C, H e O com base no estudo desenvolvido por Parikh, Channiwala, & Ghosal (2007), do qual resultou as seguintes correlações:

$$w_{CF} = 0,637 \cdot w_{cf} + 0,455 \cdot w_{VF} \quad (\text{Eq. 10})$$

$$w_{HF} = 0,052 \cdot w_{cf} + 0,062 \cdot w_{VF} \quad (\text{Eq. 11})$$

$$w_{OF} = 0,304 \cdot w_{cf} + 0,476 \cdot w_{VF} \quad (\text{Eq. 12})$$

A Tabela 3 define o intervalo de valores de w_{CF} , w_{HF} , w_{OF} , w_{cf} e w_{MV} para os quais as correlações são aplicáveis.

Tabela 3 – Intervalos de valores aplicáveis à análise imediata.

w_{CF}	w_{HF}	w_{OF}	w_{cf}	w_{MV}
0,362-0,531	0,0436-0,083	0,3137-0,495	0-047-0,384	0,572-0,906

4.2.9 Poder Calorífico do Combustível

O poder calorífico é determinado em função da análise elementar do combustível, sendo esta efetuada a partir de uma amostra do mesmo. Segundo Channiwala & Parikh (2002), o valor do poder calorífico superior (PCS) de um biocombustível sólido, pode ser obtido a partir da seguinte correlação:

$$PCS = 34,91w_{CF} + 117,83w_{HF} + 10,05w_{SF} - 10,34w_{OF} - 1,51w_{NF} - 2,11w_{ZF} \quad (\text{Eq. 13})$$

Nota: A correlação apresenta um erro médio absoluto de 1,45%.

A Tabela 4 define o intervalo de valores do teor ponderal dos vários elementos químicos da biomassa (w_{jF}) para o qual a correlação é aplicável.

Tabela 4 – Intervalo de valores de w_{jF} aplicáveis à Eq.4.

w_{CF}	w_{HF}	w_{OF}	w_{NF}	w_{SF}	w_{ZF}	$PCS_{bs} (MJ \cdot kg^{-1})$
0-0,9225	0,0043-0,2515	0-0,5	0-0,056	0-0,9408	0-0,714	4,75-55,345

Por outro lado, é possível relacionar o valor do PCS com o PCI, levando em conta a água formada em resultado da oxidação do hidrogénio e a humidade presente no combustível. Assim teremos:

$$PCI = PCS - (W_{wF} + \frac{w_{HF}}{18}) \cdot h_{fg,T} \quad (\text{Eq. 14})$$

4.2.10 Caudal de Água na Caldeira

A medição dos caudais de água na caldeira é realizada através de um medidor de energia Sonometers™ 1100 (Danfoss) (Figura 28).

Trata-se de um medidor estático e compacto de ultrassons, destinado a aplicações de aquecimento e/ou arrefecimento. O sistema é composto por sensores de caudal ultrassónico, sondas de temperatura e um sistema de cálculo com *Software* e *Hardware* integrado que permite a medição de caudais, a sua temperatura e a energia associada.



Figura 28 - Medidor de energia Sonometers™ 1100 Danfoss (VENTIL - Engenharia do Ambiente, Lda.).

4.3 Caracterização da Operação da Caldeira

A determinação dos fluxos mássicos e energéticos numa caldeira/fornalha é essencial para a sua caracterização, nomeadamente, na análise do desempenho e no correto dimensionamento dos equipamentos auxiliares do sistema. A metodologia desenvolvida para o caso em estudo utiliza como ferramenta de trabalho a folha de cálculo Excel® e assenta num modelo adimensional, baseado nas equações de conservação da massa e energia em estado estacionário.

Desta forma, a análise efetuada considera um volume de controlo (a caldeira) e assenta nas seguintes suposições:

- O sistema encontra-se em estado estacionário;
- Os termos da energia cinética, potencial e de mistura são desprezáveis;
- O Ar atmosférico e os gases de combustão são tratados como gases ideais;
- A caldeira/fornalha evolui a pressão constante;
- Considera-se como condições de referência $p_0 = 101,3 \text{ kPa}$ e $T_0 = 0 \text{ }^\circ\text{C}$.

As referências utilizadas em seguida no desenvolvimento do balanço mássico e energético baseiam-se nas utilizadas por Tarelho (2014), Matos (2014).

4.3.1 Balanço Mássico

O princípio geral da conservação da massa numa fornalha, em estado estacionário, baseia-se no balanço mássico da combustão de sólidos:

$$\frac{d(\text{massa})}{dt} = 0 \quad (\text{Eq. 15})$$

$$\dot{m}_{\text{in}} = \dot{m}_{\text{out}} \quad (\text{Eq. 16})$$

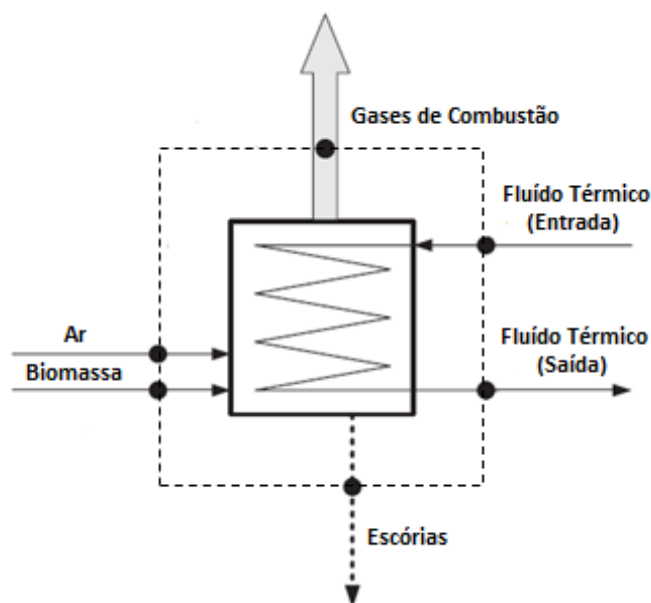


Figura 29 – Balanço mássico numa caldeira de biomassa (adaptado de Zoran & Gvozdenac, 2008).

Os reagentes utilizados são o combustível e ar atmosférico, sendo a composição do combustível constituída pelo teor ponderal dos vários elementos químicos que compõe a sua fração orgânica (w_{jF}), o teor ponderal de cinzas (w_{ZF}) e pela razão mássica de humidade (w_{wF}). Já o ar de combustão é proveniente do ambiente atmosférico, e caracterizado por uma dada temperatura e humidade relativa.

Consumo Estequiométrico de Oxigénio

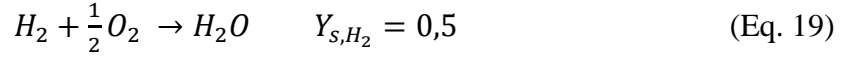
Na determinação das necessidades estequiométricas de oxigénio (W_s) considera-se que a combustão é completa. Desta forma, assume-se o seguinte:

- Todo o C é oxidado a CO_2 ;
- Todo o H é oxidado a H_2O ;
- Todo o S é oxidados a SO_2 ;
- O N-combustível não é oxidado a NO_x . O produto resultante é N_2 ;
- Não surgem espécies como CO, H_2 , NO, OH ou hidrocarbonetos nos produtos;
- Não é tido em conta o complexo conjunto de reações químicas intermédias.

Em qualquer processo de combustão, o W_s é obtido em função da composição do combustível, e calcula-se através da seguinte expressão:

$$W_s = 32 \cdot \left[\sum \left(\frac{Y_{s,j}}{M_j} \right) - \frac{W_{OF}}{32} \right] \quad (\text{Eq. 17})$$

O consumo estequiométrico de oxigénio ($Y_{s,j}$) é definido pelas necessidades de oxigénio que são necessárias para oxidar o elemento ou composto j.



Excesso de Ar

O excesso de ar pode ser definido da seguinte forma:

$$z_{ar} (\%) = 100 \cdot \left(\frac{W_a}{W_s} - 1 \right) \quad (\text{Eq. 21})$$

No caso de ar atmosférico, e nas condições de excesso de ar definidas, a razão atual de ar de combustão é obtida por:

$$W_{AF} = W_a \cdot \left(\frac{M_A}{Y_{O_2,A} \times M_{O_2}} \right) \quad (\text{Eq. 22})$$

Nota: Para o ar atmosférico temos $M_{ar} = \sum Y_{i,ar} \cdot M_i$ [g/kmol⁻¹], onde $i = O_2, N_2, H_2O$.

É também comum a designação da razão de excesso de ar ou razão de equivalência (λ) calculada da seguinte forma:

$$\lambda = \frac{w_a}{w_s} \quad (\text{Eq. 23})$$

Fluxos Mássicos na Caldeira

A análise dos caudais mássicos numa caldeira consiste essencialmente em determinar para um conjunto de condições operatórias as entradas e saídas físicas do sistema. Para o sistema em estudo os caudais mássicos são obtidos da seguinte forma:

Ar Atmosférico:

$$\dot{m}_{ar} = \dot{v}_{ar} \cdot \rho_{ar} \quad (\text{Eq. 24})$$

$$\rho_{ar} = \frac{p_{ar} \cdot M_{ar}}{R \cdot T_{ar}} \quad (\text{Eq. 25})$$

$$M_{ar} = \sum Y_{i,ar} \cdot M_i \quad (\text{Eq. 26})$$

Biomassa:

$$\dot{m}_F (\text{btq}) = [17,023 \cdot f_{s-f} - 18,53] \cdot \left(\frac{\rho_F}{604,3} \right) \quad (\text{Eq. 27})$$

$$\dot{m}_F (\text{bs}) = \dot{m}_F (\text{btq}) \cdot (1 - w_{WF}) \quad (\text{Eq. 28})$$

Gases de Combustão:

$$\dot{m}_{gases} = \dot{v}_{gases} \cdot \rho_{gases} \quad (\text{Eq. 29})$$

$$\rho_{out,gases} = \frac{p_{gases} \cdot M_{gases}}{R \cdot T_{gases}} \quad (\text{Eq. 30})$$

$$M_{gases} = \sum Y_{i,G} \cdot M_i \quad (\text{Eq. 31})$$

Fluido Térmico (Água):

$$\dot{m}_{in,H_2O} = \dot{m}_{out,H_2O} = \dot{V}_{in,H_2O} \cdot \rho_{in,H_2O} \quad (\text{Eq. 32})$$

$$\rho_{in,H_2O} = \frac{1}{v_{in,H_2O}} \quad (\text{Eq. 33})$$

Nota: O volume específico do fluido é obtido por aplicação da equação de regressão presente no Anexo A.1.

Escórias:

$$\dot{m}_E = \dot{m}_F(bs) \cdot W_{EF} \quad (\text{Eq. 34})$$

$$W_{EF} = w_{ZF} + w_{CF} \times (1 - \eta_{CC}) \quad (\text{Eq. 35})$$

Nota: O cálculo do valor de \dot{m}_E resulta de uma estimativa teórica.

4.3.2 Balanço Energético

O balanço energético a um sistema de combustão assenta no princípio de conservação da energia. A função termodinâmica de estado que melhor expressa este princípio num sistema aberto é a entalpia, considerando que o sistema evolui a pressão constante e que são desprezados os termos de energia cinética, potencial e de mistura.

$$\frac{d(\text{Energia})}{dt} = 0 \quad (\text{Eq. 36})$$

$$\Delta E_{in} = \Delta E_{out} \leftrightarrow \Delta H_{in} = \Delta H_{out} \quad (\text{Eq. 37})$$

As diferentes formas energéticas presentes no processo incluem os seguintes termos:

- Calor sensível, associado a todos os intervenientes materiais e que consiste na energia térmica armazenada numa massa material, sendo proporcional à diferença de temperatura entre o material e a temperatura de referência;
- Calor latente de vaporização, definido como a energia térmica que está associada à mudança de fase de uma substância;
- Calor de reação dos vários componentes combustíveis, entendida como a entalpia de reação do processo de combustão, a pressão constante e à temperatura de referência;
- Calor recuperado (energia útil), associado à existência de um permutador que retira calor da fornalha;
- Calor perdido por radiação e convecção nas paredes exteriores da fornalha, em virtude do fluxo de calor que atravessa as paredes do sistema.

As referências utilizadas em seguida para o desenvolvimento do balanço energético baseiam-se nas utilizadas por Matos (2014) e Patro (2015).

O balanço energético realizado para um sistema de combustão de biomassa pode ser representado da seguinte forma:

$$\Delta H_{\text{reagentes}} = \Delta H_{\text{útil}} + \Delta H_{\text{perdas}} \quad (\text{Eq. 38})$$

Na Figura 30 estão representados os principais fluxos energéticos associados à operação de uma caldeira alimentada a biomassa.

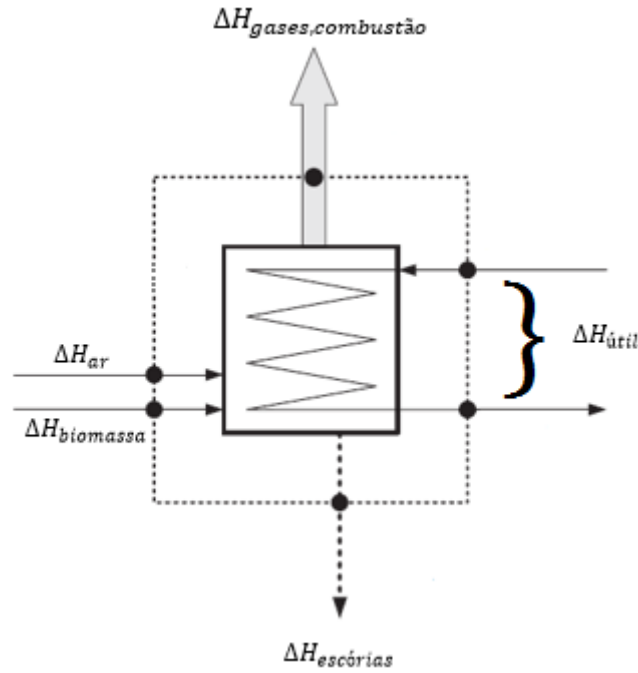


Figura 30 - Principais fluxos energéticos na fornalha (adaptado de Zoran & Gvozdenac, 2008).

Reagentes

A energia dos reagentes engloba a energia presente no ar atmosférico e no combustível. No caso do ar atmosférico, as formas energéticas a considerar são o calor sensível inerente à massa de ar e o calor de vaporização que está associado à humidade presente na mesma. Já em relação ao combustível, além das formas energéticas consideradas anteriormente, é necessário considerar o calor de reação do combustível que resulta do processo de combustão, sendo este quantificado através do valor do PCI_{bs} .

$$\Delta H_{\text{reagentes}} = \Delta H_{\text{ar}} + \Delta H_F \quad (\text{Eq. 39})$$

$$\Delta H_{\text{reagentes}} = [\Delta H_s + \Delta H_L]_{\text{ar}} + [\Delta H_s + \Delta H_L + \Delta H_r]_F \quad (\text{Eq. 40})$$

$$\Delta H_{\text{ar}} = \overline{cp}_{\text{ar}} \cdot (T_A - T^0) \quad (\text{Eq. 41})$$

$$\overline{cp}_{\text{ar}} = \sum Y_{i,\text{ar}} \cdot \overline{cp}_i \quad (\text{Eq. 42})$$

$$P_{\text{ar}} = \dot{m}_{\text{ar}} \cdot \Delta H_{\text{ar}} \quad (\text{Eq. 43})$$

$$\Delta H_F = \overline{cp}_F \times (T_F - T^0) + \left(W_{wF} + \frac{W_{HF}}{18} \right) \cdot h_{fg,T} + PCI_{bs} \quad (\text{Eq. 44})$$

$$P_F = \dot{m}_{F,bs} \cdot \Delta H_F \quad (\text{Eq. 45})$$

$$P_{\text{reagentes}} = P_{\text{ar}} + P_F \quad (\text{Eq. 46})$$

Energia Útil

A energia útil numa fornalha consiste na energia recuperada pelo permutador de calor que incorpora o sistema de combustão, e pode ser quantificada através das propriedades do fluido térmico que circula no mesmo. As formas energéticas presentes no fluido térmico são o calor sensível que está associado ao aumento de temperatura da massa de fluido e o calor latente, caso o fluido térmico sofra uma mudança de fase.

$$\Delta H_{\text{útil}} = [\Delta H_s + \Delta H_L]_{\text{fluido}} \quad (\text{Eq. 47})$$

$$\Delta H_{\text{útil}} = c_{p_{H_2O}} \cdot (T_{H_2O,out} - T_{H_2O,in}) + h_{fv,T^0} \quad (\text{Eq. 48})$$

$$P_{\text{útil}} = \dot{m}_{H_2O} \cdot \Delta H_{\text{útil}} \quad (\text{Eq. 49})$$

Perdas de Energia na Caldeira ($\Delta H_{p,i}$)

Gases de Combustão:

A energia dos gases de combustão diz respeito à energia contida nos gases que resultam do processo de combustão.

$$\Delta H_{p,gases} = [\Delta H_s + \Delta H_L + \Delta H_r]_{gases} \quad (\text{Eq. 50})$$

Uma vez que a condensação deve ser evitada no interior de uma fornalha, por forma a evitar condições que favoreçam a corrosão dos materiais que constituem o sistema de combustão, teremos $\Delta H_L = 0$. Por outro lado, o calor de reação está associado ao calor de combustão dos inqueimados e que ainda são combustíveis. No entanto, será considerado que a combustão é completa ($\Delta H_r = 0$). Assim, a energia associada aos gases de combustão diz respeito exclusivamente ao calor sensível dos gases resultantes do processo de combustão.

$$\Delta H_{p,gases} = [\Delta H_s]_{gases} \quad (\text{Eq. 51})$$

$$\Delta H_{p,gases} = \frac{[\sum Y_{i,G} \cdot \bar{c}_{p_i}]}{M_{gases}} \cdot (T_{gases} - T^0) \quad (\text{Eq. 52})$$

$$M_{gases} = \sum Y_{i,G} \cdot M_i \quad (\text{Eq. 53})$$

$$P_{p,gases} = \dot{m}_{gases} \cdot \Delta H_{p,gases} \quad (\text{Eq. 54})$$

Nota: A capacidade média calorífica da substância i é obtida por aplicação das equações de regressão no Anexo A.2.

Outras Perdas:

Além da perda de energia nos gases de combustão, existem outras na caldeira que é importante considerar. Entre elas destacam-se as perdas de calor por radiação e convecção através das paredes exteriores do sistema de combustão, as perdas associadas às escórias formados no processo e as perdas associadas aos inqueimados (maioritariamente CO e C) que resultam de uma queima ineficiente da biomassa. Estas perdas podem ser quantificadas em conjunto através do balanço energético ao sistema, representado na Eq.39, partindo do princípio que se conhece os restantes fluxos.

$$P_{\text{perdas}} = P_{\text{reagentes}} - P_{\text{útil}} \quad (\text{Eq. 55})$$

$$P_{\text{p,outras}} = P_{\text{perdas}} - P_{\text{p,gases}} \quad (\text{Eq. 56})$$

4.4 Parâmetros de Desempenho

A operação de uma caldeira a biomassa é um processo dinâmico (a carga da caldeira varia no tempo), devendo a avaliação dos seus parâmetros de desempenho levar em consideração todo o regime operacional. Assim, o valor médio dos parâmetros de desempenho resultam da integração de todos os seus valores no tempo, ou seja:

$$\bar{X} = \int_0^t X_{(t)} = \frac{\sum_{i=1}^n X_i}{n} \quad (\text{Eq. 57})$$

Eficiência Térmica (η_{th})

A eficiência térmica de uma caldeira traduz a fração de energia recuperada por unidade de energia que entra no sistema. Esta pode ser obtida levando em consideração o PCI ou o PCS do combustível. No caso em estudo, o cálculo da eficiência terá como referência o PCI do combustível.

$$\eta_{\text{th}} = \frac{P_{\text{útil}}}{P_{\text{reagentes}}} \quad (\text{Eq. 58})$$

Consumo Específico de Combustível (CEC)

O consumo específico de combustível refere-se ao caudal mássico médio de combustível introduzido na fornalha por unidade de potência térmica útil.

$$\text{CEC} = \frac{\dot{m}_{\text{F,btq}}}{P_{\text{útil}}} \quad (\text{Eq. 59})$$

Custo de Produção da Energia Térmica (CPE)

O custo de produção da energia térmica traduz o custo associado à produção de um kWh de energia térmica útil, levando em consideração o custo associado à biomassa e o custo associado ao funcionamento dos equipamentos auxiliares (ventilador de ar, ventilador de extração dos gases de combustão e o motor do sem-fim de alimentação).

$$CPE = \frac{C_{el} \times P_{elec} + C_F \times \dot{m}_F}{P_{\text{útil}}} \quad (\text{Eq. 60})$$

Nota: O cálculo do CPE considera um custo da energia elétrica de 0,12 €/kWh.

5 TRABALHO EXPERIMENTAL E RESULTADOS OBTIDOS

5.1 Metodologia

A metodologia descrita anteriormente (capítulo 7) foi aplicada durante a realização de um conjunto de ensaios de combustão à caldeira em análise. Os ensaios experimentais efetuados tiveram como objetivo analisar o comportamento do sistema à variação do excesso de ar (λ) e a sua distribuição na fornalha ($r_{ar,x}$), por forma a maximizar o seu desempenho ambiental/energético. A maximização do desempenho teve como objetivo a minimização das emissões de CO (E_{CO}), uma vez que estas são um indicador da eficiência do processo de combustão. Os ensaios foram realizados durante períodos de 30 minutos. Sempre que se procedeu à alteração de uma variável foi necessário aguardar que a caldeira atingisse um regime de operação constante para iniciar um novo ensaio.

O combustível utilizado foi o mesmo em todos os ensaios, sendo que as suas propriedades podem ser avaliadas na Tabela 5.

Tabela 5 – Propriedades do combustível de biomassa utilizado nos ensaios experimentais.

	W_C (%)	W_H (%)	W_O (%)	W_N (%)	W_S (%)	W_Z (%)	W_W (%)	PCS (MJ·kg _{F,btq} ⁻¹)	ρ (kg _F ·m ⁻³)
Pellets de Pinheiro	51,5	6,3	40,8	0,7	0,001	0,7	8,7	18	650

5.1.1 Distribuição do Ar de Combustão

Como referido anteriormente (capítulo 4), a distribuição do ar na fornalha é influenciado pela abertura das válvulas borboleta instaladas na conduta de ar ($A_{v,x}$), uma vez que estas regulam a quantidade de ar introduzido em cada secção.

Assim, tendo em vista otimizar a distribuição do ar na fornalha, foram testadas diferentes condições de $A_{v,x}$ (mantendo fixas as restantes variáveis). Na Tabela 6 são indicados os parâmetros operacionais fixados no painel de controlo da caldeira.

Tabela 6 – Parâmetros operacionais da caldeira nos ensaios realizados.

ΔT_{H_2O} (°C)	$T_{H_2O,out}$ (°C)	$Y_{O_2,min}$ (%)	$Y_{O_2,otm}$ (%)	ΔP_f (mbar)	$fV_{max,a}$ (%)	$fV_{max,g}$ (%)	$f_{max,s-f}$ (%)	P_{H_2O} (bar)
5	95	6,5	9,3	1,3	100	100	30	3

Inicialmente, começou-se por definir uma condição para as $A_{v,x}$ (definiu-se $A_{v,1^\circ} = 50\%$, $A_{v,2^\circ} = 80\%$ e $A_{v,3^\circ} = 50\%$) e realizou-se um primeiro ensaio. Posteriormente, foram realizados outros ensaios onde variou-se gradualmente o valor da $A_{v,3^\circ}$ (acima e abaixo da condição inicial), mantendo fixos os valores de $A_{v,1^\circ}$ e $A_{v,2^\circ}$.

Em seguida, fixou-se o valor de $A_{v,3^\circ}$ para o qual a caldeira apresentou um melhor desempenho ambiental (baixos níveis de emissão de CO) e repetiu-se o mesmo procedimento para determinar os valores ótimos de $A_{v,2^\circ}$ e $A_{v,1^\circ}$. Na Tabela 7 encontra-se representada a sequência de ensaios realizados.

Tabela 7 – Sequência de ensaios efetuados para a distribuição do ar primário e secundário.

Ensaio	$A_{v,1^\circ}$	$A_{v,2^\circ}$	$A_{v,3^\circ}$
1	50%	80%	50%
2	50%	80%	60%
3	50%	80%	70%
4	50%	80%	80%
5	50%	80%	90%
6	50%	80%	100%
7	50%	80%	40%
8	50%	80%	30%
9	50%	80%	20%
10	50%	80%	10%
11	50%	90%	$A_{v,3^\circ, \text{ótimo}}$
12	50%	100%	$A_{v,3^\circ, \text{ótimo}}$
13	50%	70%	$A_{v,3^\circ, \text{ótimo}}$
14	50%	60%	$A_{v,3^\circ, \text{ótimo}}$
15	50%	50%	$A_{v,3^\circ, \text{ótimo}}$
16	50%	40%	$A_{v,3^\circ, \text{ótimo}}$
17	50%	30%	$A_{v,3^\circ, \text{ótimo}}$
18	50%	20%	$A_{v,3^\circ, \text{ótimo}}$
19	50%	10%	$A_{v,3^\circ, \text{ótimo}}$
20	60%	$A_{v,2^\circ, \text{ótimo}}$	$A_{v,3^\circ, \text{ótimo}}$
21	70%	$A_{v,2^\circ, \text{ótimo}}$	$A_{v,3^\circ, \text{ótimo}}$
22	80%	$A_{v,2^\circ, \text{ótimo}}$	$A_{v,3^\circ, \text{ótimo}}$
23	90%	$A_{v,2^\circ, \text{ótimo}}$	$A_{v,3^\circ, \text{ótimo}}$
24	100%	$A_{v,2^\circ, \text{ótimo}}$	$A_{v,3^\circ, \text{ótimo}}$
25	40%	$A_{v,2^\circ, \text{ótimo}}$	$A_{v,3^\circ, \text{ótimo}}$
26	30%	$A_{v,2^\circ, \text{ótimo}}$	$A_{v,3^\circ, \text{ótimo}}$
27	20%	$A_{v,2^\circ, \text{ótimo}}$	$A_{v,3^\circ, \text{ótimo}}$
28	10%	$A_{v,2^\circ, \text{ótimo}}$	$A_{v,3^\circ, \text{ótimo}}$

5.1.2 Excesso de Ar

Após a análise à distribuição do ar na fornalha procedeu-se à análise do excesso de ar. O controlo do processo de combustão é efetuado em função do teor de oxigénio desejado nos gases de combustão (o fV_a e o f_{s-f} variam em função do oxigénio presente nos gases de combustão). Uma alteração deste parâmetro é diretamente proporcional à variação do excesso de ar no interior da fornalha.

Como tal, foi realizado um conjunto de ensaios experimentais onde se variou a fração de oxigénio nos gases de combustão ($Y_{O_2,min}$ e $Y_{O_2,otm}$), utilizando os valores de abertura das válvulas borboleta implementadas na conduta de ar ($A_{v,x}$) que minimizam as emissões de CO na fornalha. Os restantes parâmetros mantiveram-se constantes. Na Tabela 8 estão indicados os ensaios efetuados.

Tabela 8 – Ensaios experimentais efetuados para o excesso de ar.

Ensaio 1		Ensaio 2		Ensaio 3	
$Y_{O_2,min}$	$Y_{O_2,máx}$	$Y_{O_2,min}$	$Y_{O_2,máx}$	$Y_{O_2,min}$	$Y_{O_2,máx}$
4%	6,5%	6,5%	9%	9%	11,5%

5.2 Resultados

5.2.1 Efeito da Variação da Abertura das Válvulas na Conduta de Ar ($A_{v,x}$)

Análise à variação da $A_{v,3^\circ}$

Observando a Figura 31 é possível verificar que a variação da $A_{v,3^\circ}$ traduziu-se num aumento do ar terciário na fornalha ($210 \leq \dot{m}_{ar,3^\circ} \leq 570 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$). A variação da $A_{v,3^\circ}$ resultou num aumento do total de ar na fornalha ($830 \leq \dot{m}_{ar,t} \leq 1150 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$), sem que tenha ocorrido um aumento da frequência do ventilador de ar. Este comportamento é justificado pela redução da perda de carga na secção, pois existe um ponto de amostragem, situado entre a saída de ar do ventilador e a entrada deste nas secções, que liberta ar para o exterior da conduta. Já o ar primário e secundário não apresentaram alterações significativas.

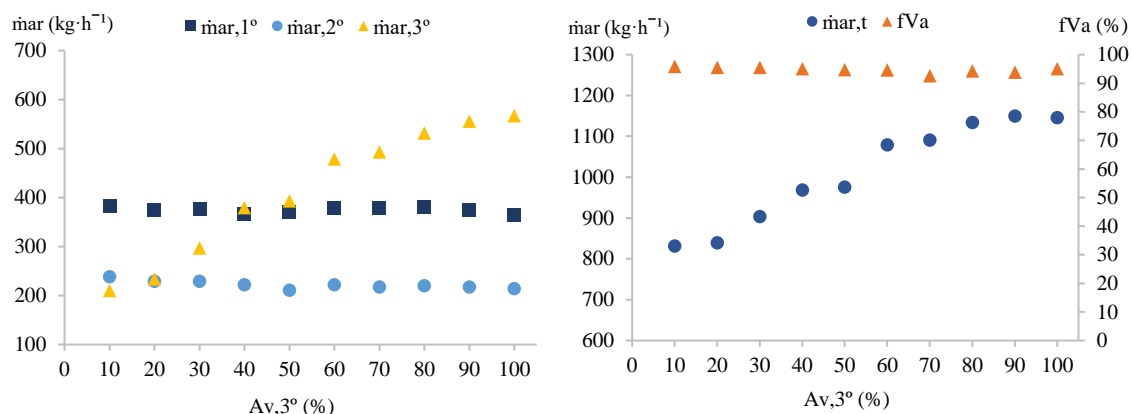


Figura 31 - Variação dos caudais de ar na fornalha (à esquerda), caudal de ar total e frequência do ventilador de ar (à direita), em função da abertura da válvula do ar terciário.

Na Figura 32 encontram-se representados os valores médios obtidos para a estequiometria global da combustão dos pellets, também denominada por coeficiente de excesso de ar (λ). Apesar da variação da $A_{v,3^\circ}$ resultar num incremento de ar na fornalha, em virtude do aumento do ar terciário, o λ não sofreu grandes alterações ($2,0 \leq \lambda \leq 2,3$). A manutenção do λ foi assegurada pelo sistema de controlo da caldeira, através da adição de uma maior quantidade de combustível ($65 \leq \dot{m}_F \leq 95 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$), compensando desta forma o aumento verificado no caudal de ar.

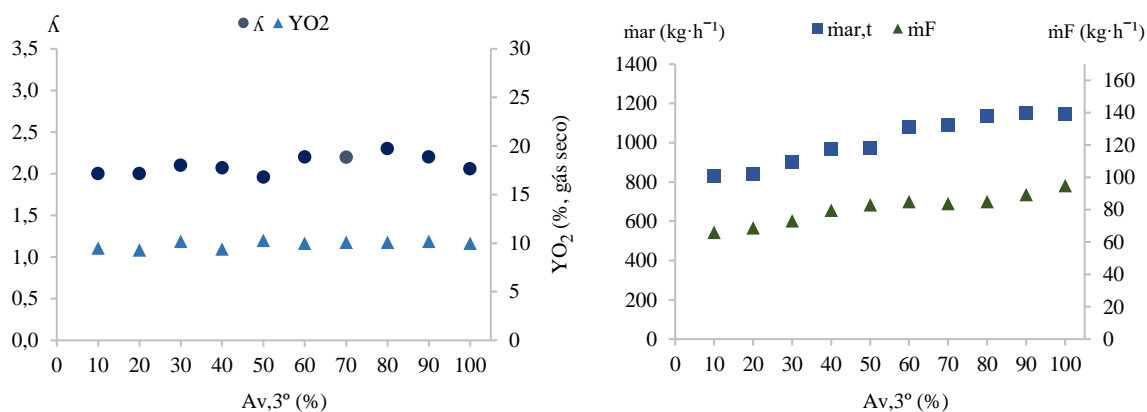


Figura 32 - Variação do coeficiente de excesso de ar e dos caudais de ar e pellets em função da abertura da válvula do ar terciário.

Apesar do valor de λ não ter sofrido grandes alterações nos ensaios experimentais realizados, o mesmo não sucedeu para a estequiometria do primeiro estágio (λ_{1°). Observando a Figura 33 é possível apreender que a variação da $A_{v,3^\circ}$ traduziu-se numa redução da λ_{1° , justificada pelo aumento do caudal de combustível na fornalha e pela manutenção do caudal de ar primário. O valor mínimo e máximo da λ_{1° foi 0,68 para $A_{v,3^\circ} = 100\%$ e 0,98 para $A_{v,3^\circ} = 10\%$, respetivamente.

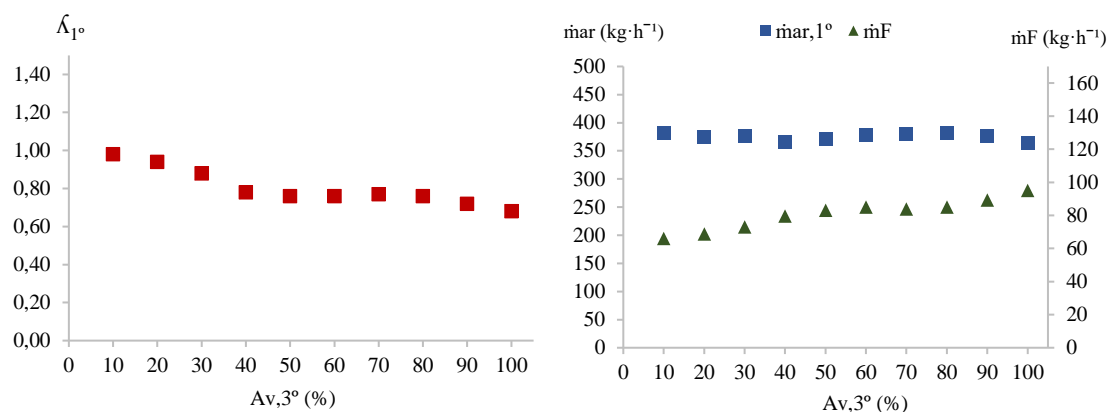


Figura 33 - Variação da estequiometria do primeiro estágio e dos caudais de combustível e ar primário, em função da abertura da válvula de ar terciário.

A Figura 34 retrata a influência da variação da λ_{1° na combustão dos pellets de pinheiro, nomeadamente na emissão de poluentes e temperaturas na fornalha.

O aumento da λ_{1° resultou na subida das emissões de CO ($27 \leq E_{CO} \leq 349 \text{ mg} \cdot \text{Nm}^{-3}$), reduzindo a eficiência da conversão termoquímica dos pellets. Esta situação é justificada pela redução do caudal de ar terciário, reduzindo a qualidade da mistura entre os produtos voláteis (CO e HC's) e o ar. A minimização das emissões de CO foi obtida para uma $A_{v,3^\circ} = 90\%$ ($E_{CO} = 24 \text{ mg} \cdot \text{Nm}^{-3}$, gás seco a 10% de O_2), o que corresponde a uma $\lambda_{1^\circ} = 0,72$. Já as emissões de NO decresceram com o aumento da λ_{1° , sendo esta redução obtida principalmente pela diminuição do caudal de combustível, o que reduziu a formação de NO a partir do N presente no combustível. Os valores mínimos de NO foram obtidos para $A_{v,3^\circ} = 10\%$ ($E_{CO} = 24 \text{ mg} \cdot \text{Nm}^{-3}$, gás seco a 10% de O_2).

Em relação às temperaturas na fornalha, mais concretamente na câmara de combustão primária (T_2) e secundária (T_3), registou-se o seu decréscimo com o aumento da λ_{1° , graças à menor eficiência da combustão (menor libertação de energia térmica) e à diminuição do caudal de pellets. Apesar da diminuição das temperaturas, estas mantêm-se dentro de valores que favorecem a cinética das reações de conversão do carbonizado e gases inqueimados em CO_2 ($890^\circ\text{C} < T_2 < 950^\circ\text{C}$ e $605^\circ\text{C} < T_3 < 700^\circ\text{C}$, respetivamente).

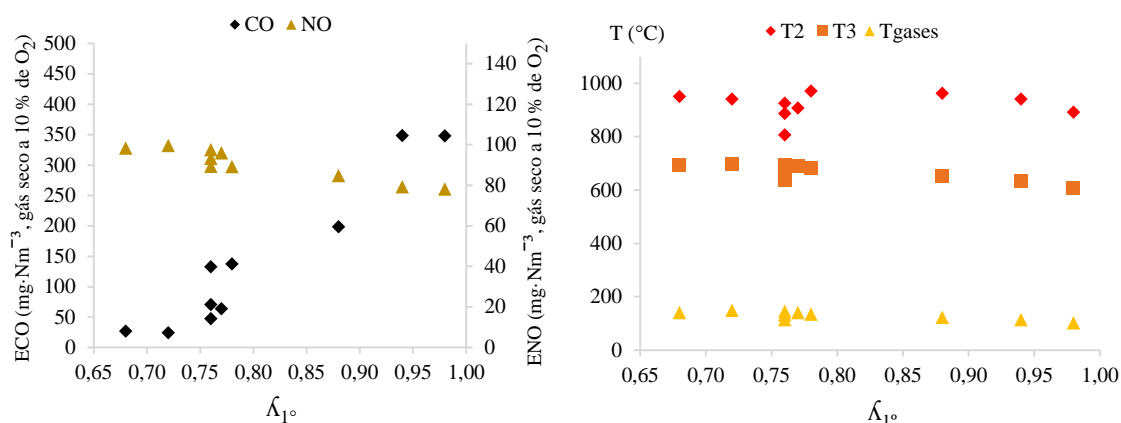


Figura 34 - Níveis de emissão de CO e NO e variação da temperatura na fornalha, em função da estequiometria do primeiro estágio.

Análise à variação da $A_{v,2^\circ}$

Na Figura 35 encontram-se representados os caudais de ar na fornalha, em função da variação da $A_{v,2^\circ}$. Ao contrário do verificado na análise à $A_{v,3^\circ}$, o aumento da $A_{v,2^\circ}$ resultou numa redução do ar nesta secção ($200 \leq \dot{m}_{ar,2^\circ} \leq 510 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$), o que poderá indicar que a válvula que regula a entrada de ar secundário não está corretamente instalada (ou o servomotor que controla a válvula). Em sentido contrário, verificou-se um acréscimo do ar terciário ($380 \leq \dot{m}_{ar,3^\circ} \leq 560 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$), devido à alteração da frequência do ventilador de ar ($87 \leq fVa \leq 94\%$). Já o ar primário, bem como o caudal de ar total ($1150 \leq \dot{m}_{ar,t} \leq 1280 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$), não apresentaram grandes oscilações à variação da $A_{v,2^\circ}$.

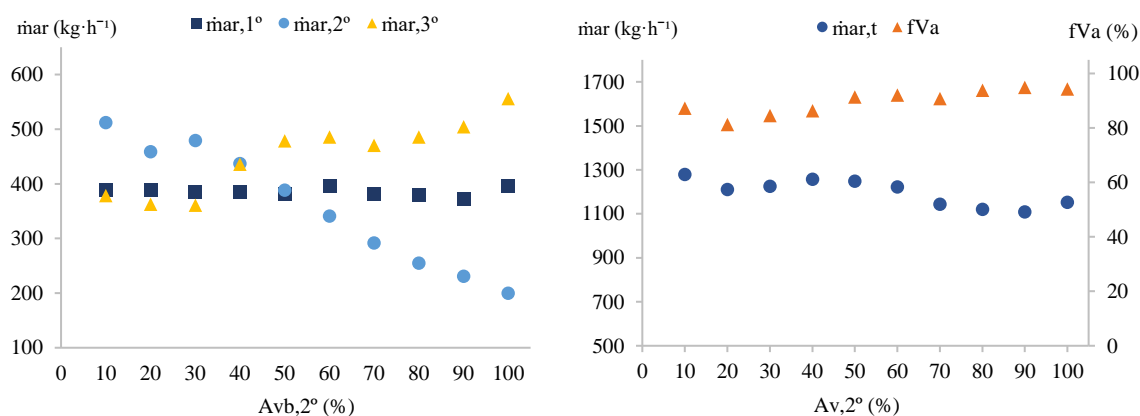


Figura 35 - Variação dos caudais de ar na fornalha (à esquerda), caudal de ar total e frequência do ventilador de ar (à direita), em função da abertura da válvula de ar secundário.

Na Figura 36 são apresentados os valores médios obtidos para o λ (à esquerda) e para os caudais de combustível e ar introduzidos na fornalha (à direita), em função da $A_{v,2^\circ}$. Como se pode observar, a variação da $A_{v,2^\circ}$ não revelou grande influência no valor do λ ($1,9 \leq \lambda \leq 2,1$). Esta estabilidade foi assegurada por parte do sistema de controlo da caldeira, através de uma introdução de combustível regular ($98 \leq \dot{m}_F \leq 108 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$), pois o caudal de ar total não registou alterações significativas à variação da $A_{v,2^\circ}$.

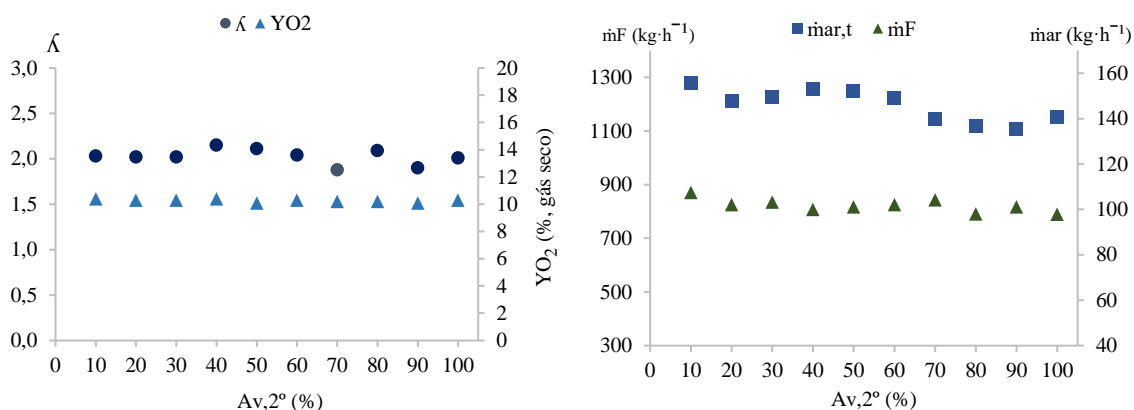


Figura 36 - Variação do coeficiente de excesso de ar e dos caudais de ar e pellets em função da abertura da válvula de ar secundário.

Na Figura 37 é possível analisar o comportamento da λ_{1° à variação da $A_{v,2^\circ}$. Observando o gráfico (à esquerda) percebe-se que a alteração das condições de $A_{v,2^\circ}$ refletiu-se de forma pouco significativa no valor da λ_{1° ($0,62 \leq \lambda_{1^\circ} \leq 0,71$). Esta situação é justificada pelo facto dos caudais de ar primário e de combustível não terem apresentado grandes oscilações à variação da $A_{v,2^\circ}$.

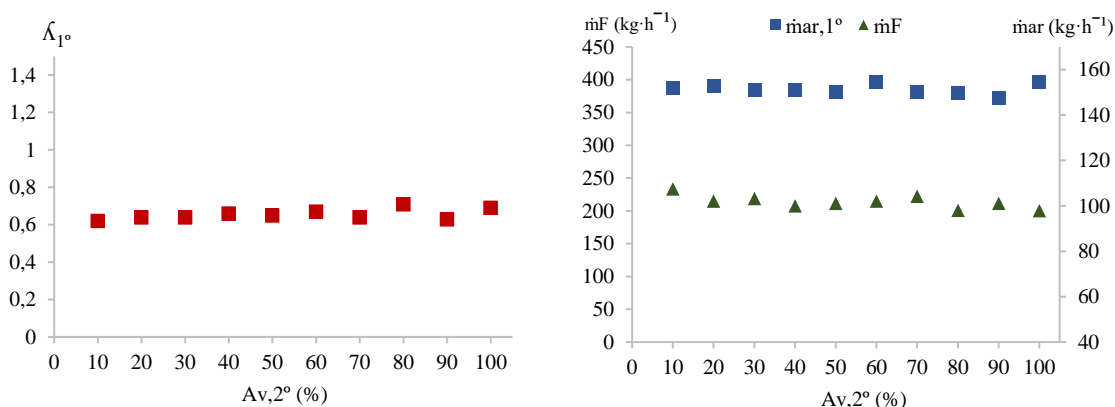


Figura 37 - Variação da estequiometria do primeiro estágio e dos caudais de combustível e ar primário, em função da abertura da válvula de ar secundário.

A Figura 38 retrata as concentrações de CO e NO, resultantes da queima dos pellets (à esquerda), e as temperaturas obtidas na fornalha (à direita). O facto da λ_{1° não ter apresentado grandes alterações, resultou de igual modo numa variação pouco significativa das emissões de CO ($5 \leq E_{CO} \leq 45 \text{ mg}\cdot\text{Nm}^{-3}$, gás seco a 10% de O_2). O valor mínimo de CO foi obtido para $A_{v,2^\circ} = 60\%$, o que correspondeu a uma $\lambda_{1^\circ} = 0,67$, valor semelhante ao obtido na análise à $A_{v,3^\circ}$ (E_{CO} mínimo para $\lambda_{1^\circ} = 0,72$). Já as emissões de NO revelaram-se estáveis ($99 \leq E_{NO} \leq 111 \text{ mg}\cdot\text{Nm}^{-3}$, gás seco a 10% de O_2), sendo o valor mínimo obtido para $A_{v,2^\circ} = 90\%$.

Quanto às temperaturas obtidas na fornalha, nomeadamente na câmara de combustão primária (T_2) e secundária (T_3), verificou-se um comportamento inversamente proporcional às E_{CO} . As temperaturas obtidas variaram de acordo com a eficiência da combustão dos pellets. Por outro lado, é de realçar que os valores de T_2 e T_3 obtidos favorecem a cinética das reações de conversão do carbonizado e gases combustíveis em CO_2 ($895 < T_2 < 1040^\circ\text{C}$ e $605 < T_3 < 720^\circ\text{C}$), contribuindo para os baixos níveis de CO verificados.

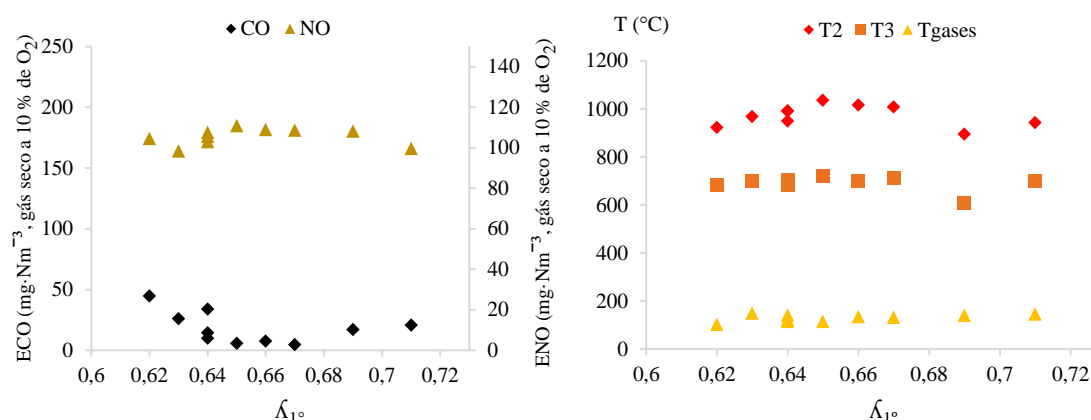


Figura 38 - Níveis de emissão de CO e NO e variação da temperatura na fornalha, em função da estequiometria do primeiro estágio.

Análise à variação da $A_{v,1^\circ}$

A Figura 39 representa o comportamento dos caudais de ar (à direita) e da frequência do ventilador de ar (à esquerda), em função da variação da $A_{v,1^\circ}$. É possível concluir que a variação da $A_{v,1^\circ}$ traduziu-se num aumento do ar primário ($335 \leq \dot{m}_{ar,3^\circ} \leq 630 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$). Em oposição, o ar secundário ($280 \leq \dot{m}_{ar,2^\circ} \leq 340 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$) e terciário ($390 \leq \dot{m}_{ar,3^\circ} \leq 530 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$) registaram uma ligeira descida. Relativamente ao total de ar introduzido na fornalha ($1135 \leq \dot{m}_{ar,t} \leq 1350 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$), este apresentou uma ligeira subida, apesar da redução da frequência do ventilador de ar.

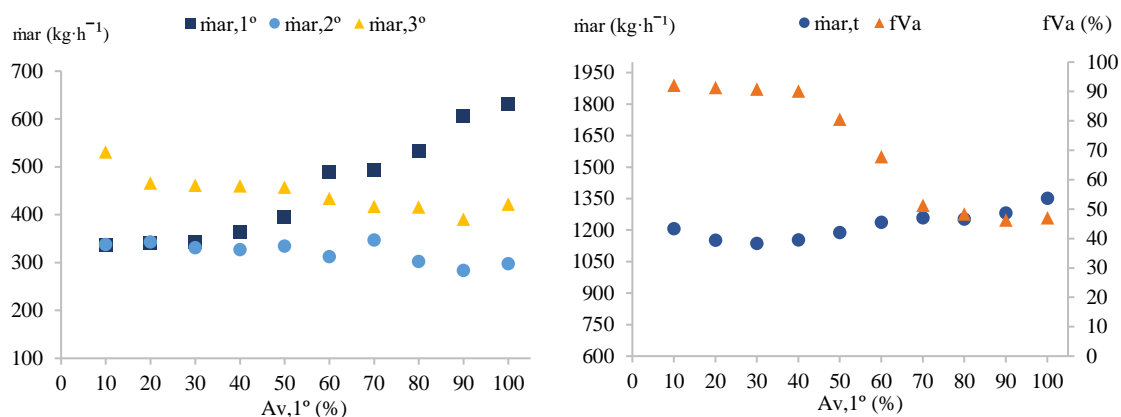


Figura 39 - Variação dos caudais de ar na fornalha (à esquerda), caudal de ar total e frequência do ventilador de ar (à direita), em função da abertura da válvula de ar primário.

Na Figura 40 são apresentados os valores médios obtidos para o λ (à esquerda) e para os caudais de pellets e ar introduzidos na fornalha (à direita), em função da $A_{v,1^\circ}$. Como se pode constatar, a variação da $A_{v,1^\circ}$ não afetou o λ ($1,9 \leq \lambda \leq 2,1$), uma vez que este não sofreu grandes alterações. Esta estabilidade foi assegurada pelo sistema de controlo da caldeira, através do ajuste do caudal de combustível ($101 \leq \dot{m}_F \leq 121 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$) e pela variação da frequência do ventilador de ar, permitindo uma gestão eficiente do caudal de ar introduzido na fornalha.

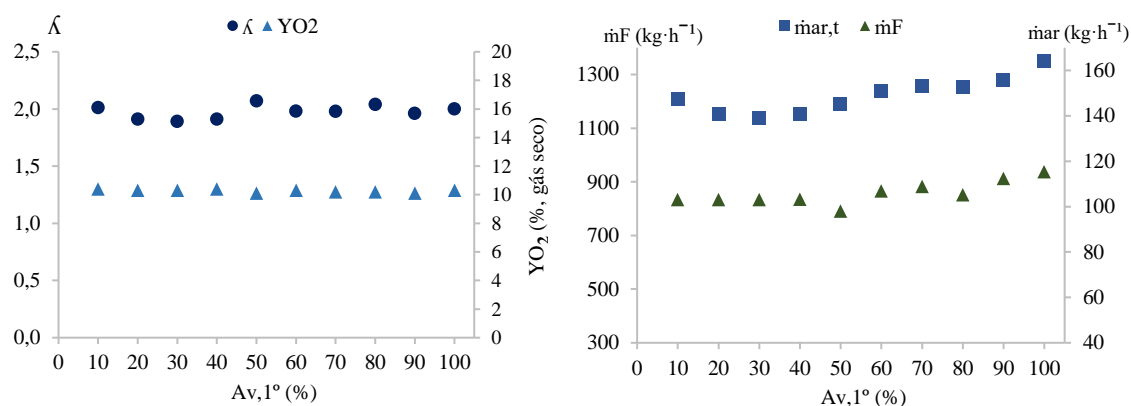


Figura 40 - Variação do coeficiente de excesso de ar e dos caudais de ar e combustível em função da abertura da válvula de ar primário.

Ao analisar a Figura 41 observou-se que a variação da $A_{v,1^\circ}$ resultou num aumento da λ_{1° ($0,56 \leq \lambda_{1^\circ} \leq 0,93$), isto porque as alterações verificadas no caudal de ar primário foram em proporções mais acentuadas, comparativamente às do caudal de combustível. O valor mínimo da λ_{1° foi obtido para $A_{v,3^\circ} = 10\%$ e o valor máximo para $A_{v,3^\circ} = 100\%$.

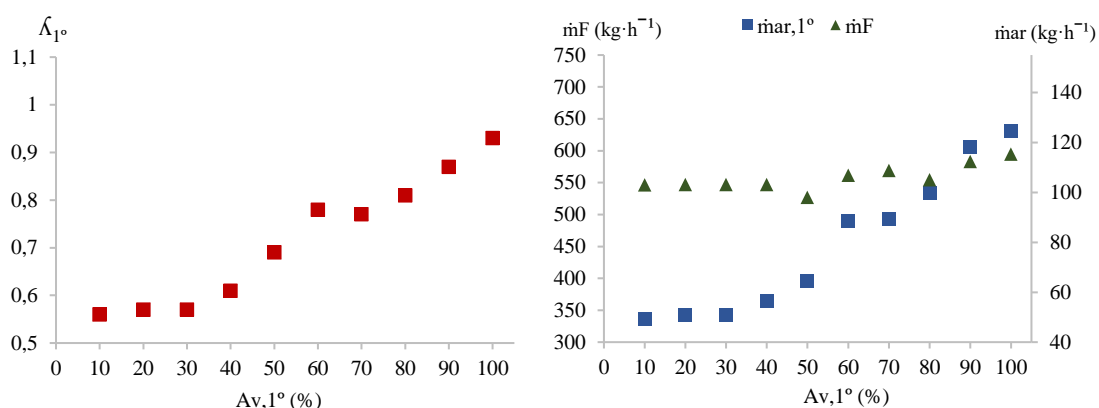


Figura 41 - Variação da estequiometria do primeiro estágio e dos caudais de combustível e ar primário, em função da abertura da válvula do ar primário.

A Figura 42 retrata a influência da variação da λ_{1° na combustão dos pellets de pinheiro, nomeadamente na emissão de poluentes e temperaturas obtidas na fornalha.

As emissões de CO apresentaram inicialmente um comportamento decrescente, atingindo um valor mínimo ($E_{CO} = 16 \text{ mg} \cdot \text{Nm}^{-3}$) para $A_{v,1^\circ} = 50\%$, correspondendo a uma $\lambda_{1^\circ} = 0,7$. Para valores de $\lambda_{1^\circ} > 0,7$ (obtidos para $A_{v,1^\circ} > 50\%$) verificou-se não só um aumento das E_{CO} como também oscilações nos valores obtidos, em consequência da instabilidade criada no leito de combustão pela introdução de grandes quantidades de ar primário. No que diz respeito às emissões de NO, estas apresentaram um ligeiro aumento ($101 \leq E_{NO} \leq 121 \text{ mg} \cdot \text{Nm}^{-3}$), sendo o valor mínimo obtido para uma $\lambda_{1^\circ} = 0,7$ ($A_{v,1^\circ} = 50\%$). Este comportamento das E_{NO} resultou principalmente da maior introdução de pellets na fornalha, potenciando a formação de NO a partir do N presente no combustível.

Em relação às temperaturas na fornalha, nomeadamente na câmara de combustão primária (T_2) e secundária (T_3), estas apresentaram um ligeiro aumento com a variação da λ_{1° , em consequência do aumento do caudal de combustível introduzido na fornalha. Além disso, é de salientar que os valores de temperatura obtidos favorecem a cinética das reações de conversão do carbonizado em CO_2 na câmara de combustão primária ($1040 \leq T_2 \leq 1130$) e dos gases combustíveis na câmara de combustão secundária ($675 \leq T_3 \leq 795$).

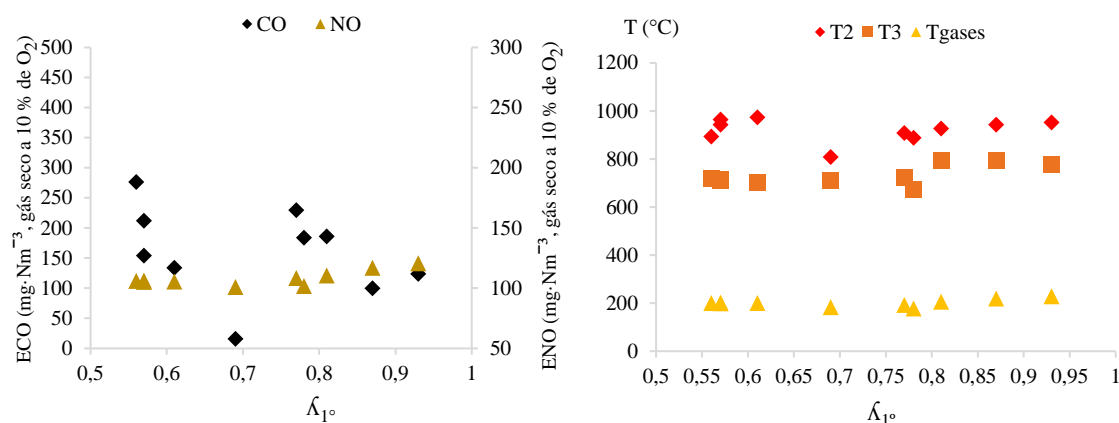


Figura 42 - Níveis de emissão de CO e NO e variação da temperatura na fornalha, em função da estequiometria do primeiro estágio.

5.2.2 Monitorização dos Caudais de Ar na Fornalha

A análise à abertura das válvulas borboletas na conduta de ar permitiu estabelecer os valores que minimizam as emissões de CO na fornalha ($A_{v,1^\circ} = 50\%$, $A_{v,2^\circ} = 60\%$ e $A_{v,3^\circ} = 90\%$), maximizando o desempenho ambiental/energético do sistema. Nos ensaios efetuados, a monitorização dos caudais de ar foi realizada de forma periódica, utilizando tubos de Pitot, devido à ausência de equipamento e/ou uma metodologia que permitisse uma monitorização em contínuo.

Porém, após a otimização das $A_{v,x}$ foi desenvolvida e implementada uma metodologia (método indireto) que permitiu monitorizar em tempo real os caudais de ar na fornalha para as condições ótimas de $A_{v,x}$.

Como referido anteriormente, o ar é fornecido por um ventilador centrífugo através de uma conduta dividida em três secções de diferentes áreas que incorporam uma válvula borboleta regulável (Figura 43).

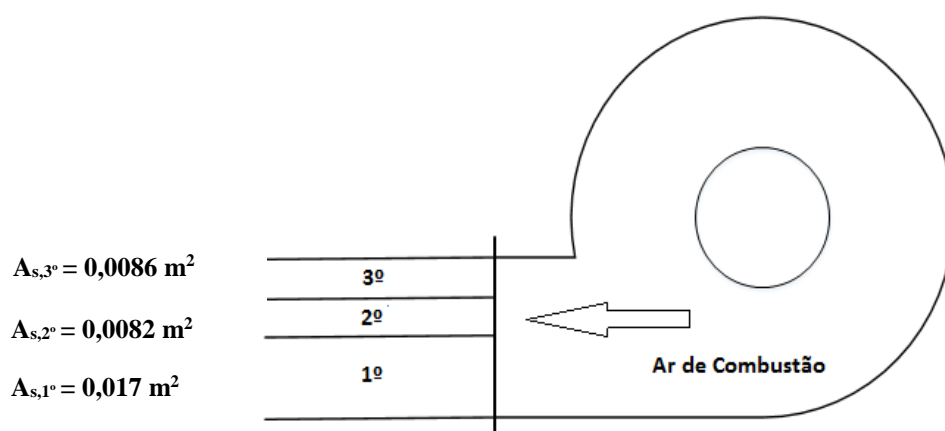


Figura 43 - Esquematização do mecanismo de introdução de ar de combustão no sistema em análise (do autor).

O ar introduzido em cada secção é influenciado pela frequência de funcionamento do ventilador de ar (fV_a), frequência de funcionamento do ventilador de extração dos gases de combustão (fV_g) e percentagem de abertura das válvulas borboletas ($A_{v,x}$). A fV_a e fV_g são parâmetros que variam durante a operação da caldeira, em função da percentagem de oxigénio nos gases de combustão e da depressão desejada no interior da fornalha, respetivamente, sendo os seus valores monitorizados em contínuo.

Já a $A_{v,x}$ é um parâmetro fixo do sistema que regula a quantidade de ar introduzido em cada secção. Assim, para condições de $A_{v,x}$ que maximizam o desempenho do sistema foi construída uma matriz com os caudais de ar primário, secundário e terciário, segundo a variação de fV_a . O valor de fV_g foi continuamente ajustado, por forma a assegurar uma depressão constante no interior da fornalha (1,3 mbar). A frequência mínima de funcionamento de fV_a é 30%, pelo que a matriz foi construída a partir deste valor.

A medição dos caudais de ar foi realizada implementando, em cada secção da conduta, um tubo de Pitot e utilizando um medidor de pressão diferencial Testo 521 que efetua um total de 12 medições por minuto (Figura 44). Para cada ponto da matriz foram realizados 3 ensaios, perfazendo um total de 900 medições.

Posteriormente, utilizando a folha de cálculo Excel[®] efetuou-se o tratamento estatístico dos dados obtidos e calcularam-se os valores médios dos caudais de ar para cada ponto da matriz. A matriz construída encontra-se presente no Anexo B.1.



Figura 44 - Leitura da velocidade do ar nas secções pela implementação de Tubos de Pitot (do autor).

Após a construção da matriz, desenvolveu-se um código em *Visual Basic for Applications* (VBA), presente no Anexo B.2, dado que esta ferramenta encontra-se incorporada na folha de cálculo Excel[®]. O código desenvolvido, função do tipo $z = f(x,y)$, permitiu uma leitura automática dos caudais de ar na matriz, o que possibilitou a medição contínua dos diferentes caudais na fornalha. Para valores de fV_{ar} situados entre dois pontos da matriz, a rotina executa a interpolação dos valores (interpolação linear).

Distribuição do Ar na Fornalha vs Ventilador de Ar

Construída a matriz que permitiu monitorizar em contínuo os caudais de ar na fornalha, analisou-se o comportamento dos mesmos. A Figura 45 representa a evolução dos caudais de ar (à esquerda) e a fração de ar total introduzida em cada secção da conduta (à direita), em função do aumento da fV_a . Concluiu-se que a variação da fV_a é acompanhada pelo aumento dos caudais de ar (primário, secundário e terciário) na fornalha, sendo o aumento do ar terciário o mais acentuado.

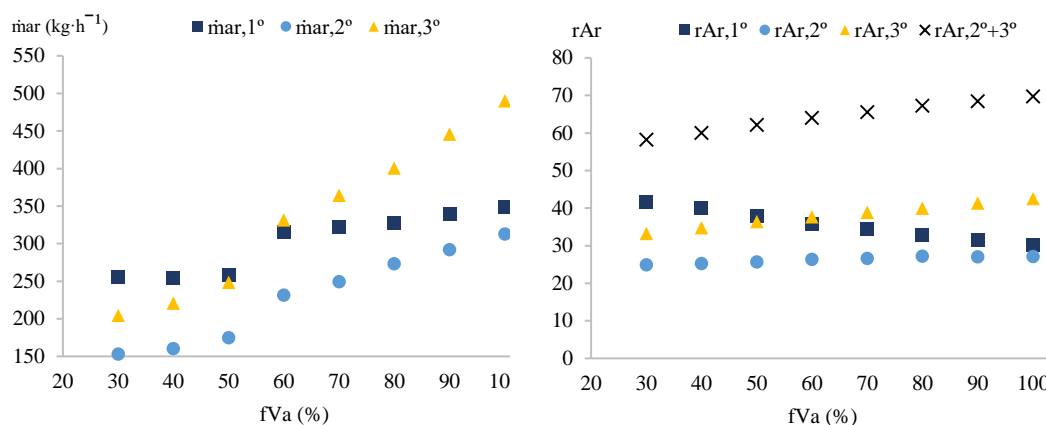


Figura 45 - Variação dos caudais de ar (à esquerda) e da fração de ar total introduzida em cada secção da conduta de ar (à direita), em função da frequência do ventilador de ar.

O comportamento observado refletiu-se de forma significativa na distribuição do ar na fornalha. Analisando o gráfico à direita na Figura 45, constata-se que a variação da fV_a não garante uma distribuição constante dos caudais. Para fV_a até 50% obteve-se $r_{Ar,1^\circ} \approx 40\%$ e $r_{Ar,2^\circ+3^\circ} \approx 60\%$, o que segundo as referências bibliográficas consultadas corresponde à distribuição de ar que maximiza o desempenho do sistema. Quanto a valores de $fV_a > 50\%$ verificaram-se valores de $30\% \leq r_{Ar,1^\circ} \leq 35\%$ e $65\% \leq r_{Ar,2^\circ+3^\circ} \leq 70\%$. A combustão com uma distribuição de ar incorreta resulta na utilização de maiores quantidades de ar na fornalha, reduzindo o desempenho energético do sistema.

5.2.3 Análise ao Efeito do Excesso de Ar (λ)

A avaliação do efeito do excesso de ar teve em consideração os valores de $A_{v,x}$ que minimizam as emissões de CO, obtidos na análise realizada na secção 5.2.1. Por outro lado, a monitorização dos caudais de ar foi efetuada aplicando a metodologia desenvolvida na secção 5.2.2.

Na Tabela 9 encontram-se os valores de YO_2 fixados no painel de controlo da caldeira ($YO_{2,otm}$), os valores de YO_2 monitorizados pela sonda *lambda* (o sistema de controlo atua em função dos valores medidos pela sonda) e os valores monitorizados pelo analisador de

gases durante os ensaios realizados. Analisando os dados da tabela é possível concluir que o sistema de controlo da caldeira realizou uma gestão eficiente do YO_2 nos ensaios 1 e 2, em função dos valores monitorizados pela sonda *lambda*. Já no ensaio 3 verificou-se alguma dificuldade do sistema de controlo em manter o YO_2 no valor desejado. Por sua vez, comparando os valores monitorizados pela sonda *lambda* com os valores obtidos no analisador de gases observa-se que estes apresentaram valores ligeiramente distintos, podendo esta diferença denunciar alguma imprecisão da sonda *lambda*. Analisando os valores de ambos os instrumentos de medida e o λ obtido na monitorização do ar na fornalha, concluiu-se que os valores obtidos pelo analisador aparentam uma maior precisão.

Tabela 9 – Valores de YO_2 (% , gás seco) fixados no painel de controlo da caldeira e valores monitorizados nos ensaios experimentais.

Ensaio	$YO_{2,otm}$	YO_2 (sonda)	YO_2 (analisador)
1	7,2%	7,3%	8%
2	9,9%	9,8%	10,3%
3	12,0%	11,5%	11,8%

A Figura 46 representa a variação do λ (à esquerda) e do caudal de ar total e combustível na fornalha (à direita), em função do YO_2 nos gases de combustão, durante os ensaios realizados. Como esperado, o aumento do valor de YO_2 traduziu-se num maior λ na fornalha ($1,7 \leq \lambda \leq 2,3$). O aumento do λ foi obtido pelo sistema de controlo da caldeira através da redução do caudal de combustível ($84 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1} \leq \dot{m}_F \leq 99 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$), já que o ar na fornalha não variou de forma significativa ($976 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1} \leq \dot{m}_{ar,t} \leq 1114 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$).

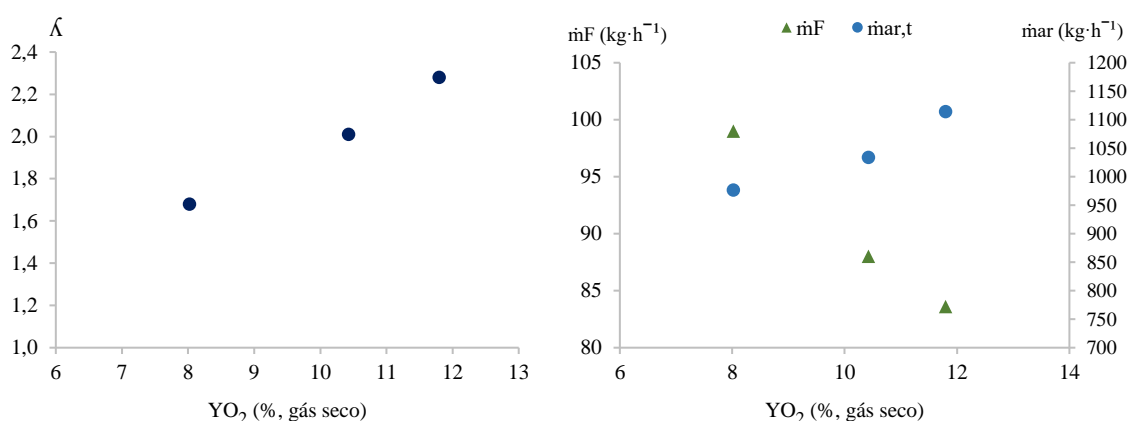


Figura 46 - Variação do coeficiente de excesso de ar (à esquerda) e da frequência do ventilador de ar (à direita), em função do teor de oxigénio monitorizado nos gases de combustão.

Na Figura 47 observa-se que o incremento do λ foi acompanhado pelo aumento da λ_{1° (variou de 0,56 a 0,75). Este comportamento é consequente da diminuição do caudal de combustível e do ligeiro aumento do ar primário introduzido na fornalha ($326 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1} \leq \dot{m}_{\text{ar},1^\circ} \leq 382 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$).

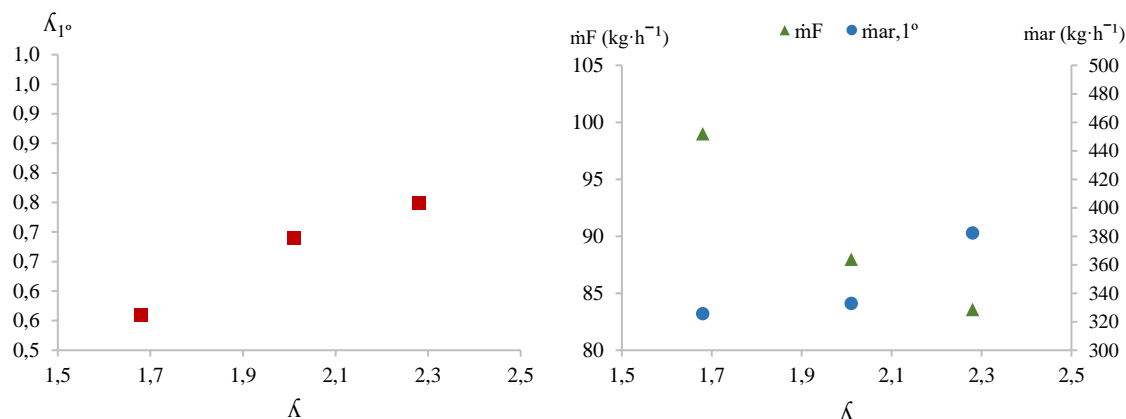


Figura 47 - Variação da estequiometria do primeiro estágio (à esquerda) e dos caudais de ar primário e combustível (à direita), em função do excesso de ar na fornalha.

A Figura 48 retrata a influência da variação do λ na combustão dos pellets de pinheiro, nomeadamente na emissão de poluentes e temperaturas obtidas na fornalha.

As E_{CO} apresentaram um valor máximo para $\lambda = 1,7$ ($366 \text{ mg}\cdot\text{Nm}^{-3}$, gás seco a 10% de O_2) como consequência da baixa qualidade da mistura de ar e combustível na fornalha. O valor mínimo de E_{CO} foi obtido para $\lambda = 2$ ($10 \text{ mg}\cdot\text{Nm}^{-3}$, gás seco a 10% de O_2), valor este não muito distinto do valor alcançado para $\lambda = 2,3$ ($19 \text{ mg}\cdot\text{Nm}^{-3}$, gás seco a 10% de O_2). Porém, os valores de E_{CO} são também resultado da instabilidade observada na λ_{1° , não sendo possível averiguar com exatidão a influência do λ nos resultados obtidos. Por outro lado, as E_{NO} apresentaram um comportamento ascendente, em função do aumento do λ na fornalha, estando este crescimento relacionado com o aumento da formação de NO a partir do N presente no ar atmosférico.

Em relação às temperaturas na fornalha, nomeadamente T_2 e T_3 , denota-se um decréscimo das mesmas com o incremento do λ , devido à redução do combustível introduzido na fornalha e ao aumento das perdas de energia pelos gases de combustão. No entanto, as temperaturas obtidas mantiveram-se dentro de valores que favorecem a cinética das reações de conversão do carbonizado e gases combustível em CO_2 ($882^\circ\text{C} \leq T_2 \leq 1043^\circ\text{C}$ e $666^\circ\text{C} \leq T_3 \leq 767^\circ\text{C}$).

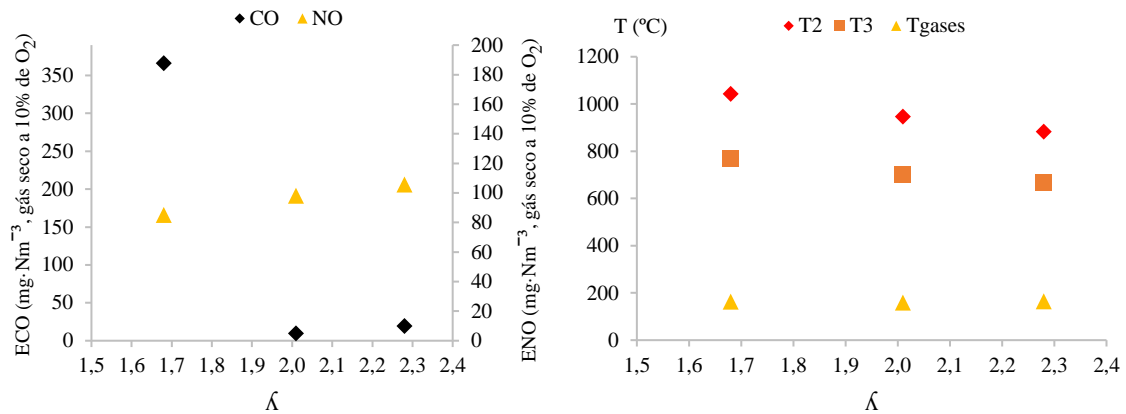


Figura 48 - Emissões de CO e NO (à esquerda) e temperaturas obtidas na fornalha (à direita), em função da variação do coeficiente de excesso de ar.

Na Figura 49 é possível verificar que o aumento do λ resultou numa redução da potência útil (P_u) da caldeira ($261 \text{ kW}_{th} \leq P_u \leq 300 \text{ kW}_{th}$), em resultado da diminuição do caudal de combustível ($84 \leq \dot{m}_F \leq 99 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$) e do aumento das perdas de energia pelos gases de combustão ($59 \text{ kW}_{th} \leq P_{gases} \leq 64 \text{ kW}_{th}$).

A eficiência térmica da caldeira (η_{th}) não revelou um comportamento regular, obtendo-se o melhor desempenho para um $\lambda = 2$ ($\eta_{th} = 64\%$), em virtude de uma $P_u = 275 \text{ kW}_{th}$ e um $\dot{m}_F = 88 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$. Comparando os resultados obtidos com os valores indicados na bibliografia consultada ($\eta_{th} \approx 70\%$ e $\lambda < 1,8$) concluiu-se que a caldeira apresentou uma η_{th} inferior, em consequência de esta operar com um maior λ .

Já para um $\lambda = 1,7$ a caldeira apresentou uma $P_u = 300 \text{ kW}_{th}$, valor superior ao obtido para um $\lambda = 2$, mas revelou um maior consumo de combustível ($\dot{m}_F = 99 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$), devido à menor eficiência na combustão dos pellets, obtendo-se uma $\eta_{th} = 60\%$. Por fim, para $\lambda = 2,3$ a caldeira apresentou uma $P_u = 261 \text{ kW}_{th}$ e um $\dot{m}_F = 84 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$, tendo maiores perdas de energia nos gases de combustão ($P_{gases} = 64 \text{ kW}_{th}$), quando comparado com um $\lambda = 2$ ($P_{gases} = 59 \text{ kW}$), resultando numa $\eta_{th} = 62\%$.

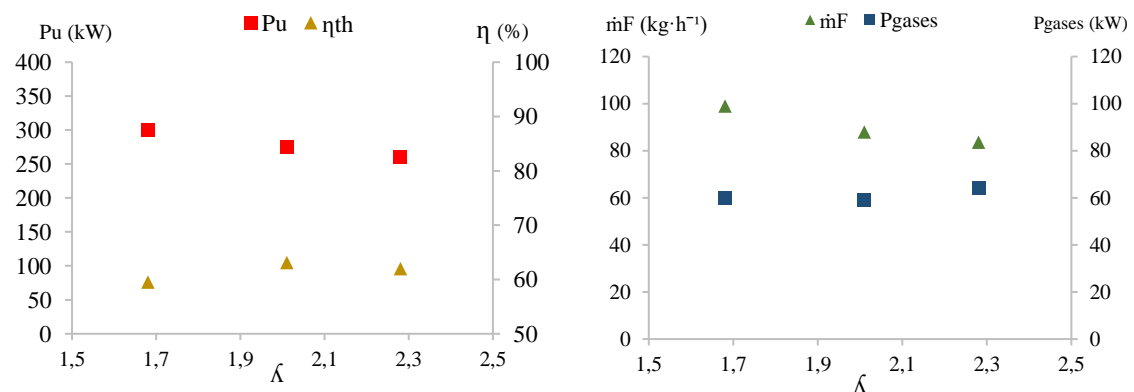


Figura 49 - Variação da eficiência térmica e da potência útil da caldeira (à esquerda), caudal de combustível e energia associada aos gases de combustão (à direita), em função do excesso de ar na fornalha.

A Figura 50 representa o valor médio da potência elétrica ativa (P_{elec}) dos equipamentos auxiliares da caldeira (motor do sem-fim de alimentação, ventilador de ar e ventilador de extração dos gases de combustão), em função da variação do λ na fornalha. Pela análise da figura foi possível perceber que o aumento do λ resultou numa maior P_{elec} ($1,25 \text{ kW}_e \leq P_{elec} \leq 1,51 \text{ kW}_e$), devido ao aumento da fV_a (maior caudal de ar na fornalha exige um maior consumo de energia elétrica) e da fV_g (maior caudal de gases exige maior gasto de energia para manter a depressão na fornalha dentro do valor definido no painel de controlo). A P_{elec} do motor do sem-fim de alimentação decresceu, visto que existiu uma redução do caudal de pellets. A P_{elec} mínima foi obtida para $\lambda = 1,7$ e a máxima para $\lambda = 2,3$. Para $\lambda = 2$, valor que maximiza o desempenho energético da caldeira, obteve-se uma $P_{elec} = 1,33 \text{ kW}_e$.

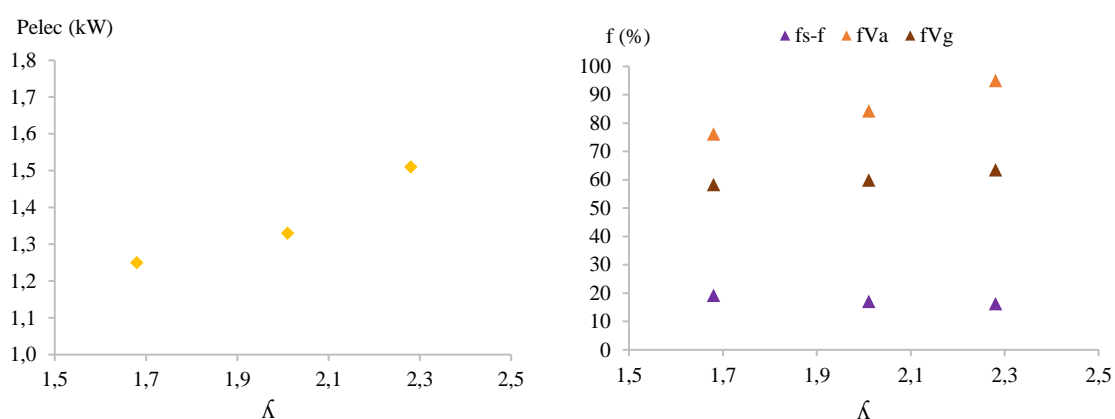


Figura 50 - Variação do consumo de energia elétrica (à esquerda) e da frequência de funcionamento (à direita) dos equipamentos auxiliares da caldeira, em função do coeficiente de excesso de ar na fornalha.

Análise da Operação da Caldeira em Contínuo

Na Tabela 10 encontram-se os valores λ e $A_{v,x}$ para os quais a caldeira apresentou o melhor desempenho energético/ambiental. Para os valores obtidos, analisou-se o comportamento da caldeira em contínuo.

Tabela 10 - Valores de λ e $A_{v,x}$ que maximizam o desempenho energético/ambiental da caldeira.

λ	$A_{v,1^\circ}$ (%)	$A_{v,2^\circ}$ (%)	$A_{v,3^\circ}$ (%)
2	50	60	90

A Figura 51 representa o perfil de YO_2 nos gases de combustão (à esquerda) e o caudal de ar e pellets na fornalha (à direita), durante o ensaio realizado. A linha verde e vermelha representam os valores de $YO_{2,otm}$ e $YO_{2,min}$, respetivamente, definidos no painel de controlo. É possível perceber que o sistema fez a monitorização do YO_2 com o objetivo de manter o mesmo próximo do $YO_{2,otm}$. No entanto, essa gestão levou a que por vezes fosse ultrapassado o limite máximo (linha verde) estabelecido, sendo necessário o ajuste do caudal de combustível e do caudal de ar para compensar o sucedido.

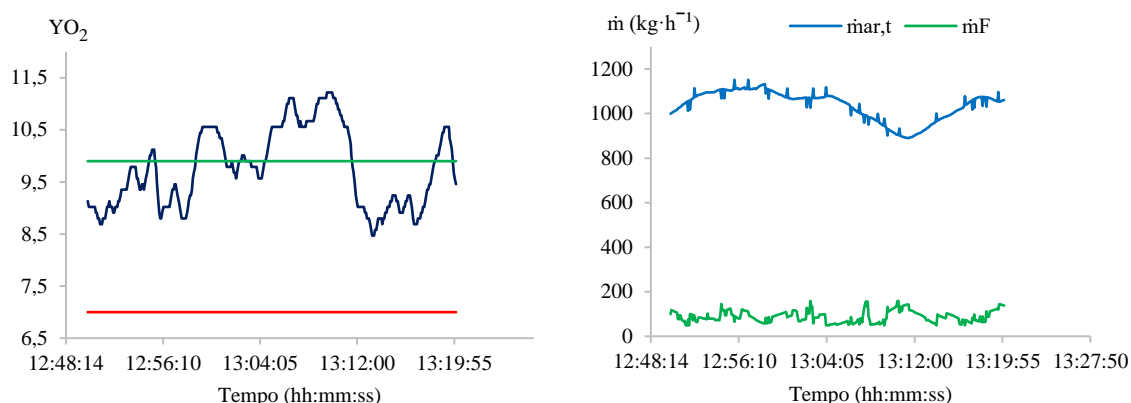


Figura 51 - Perfil de YO_2 nos gases de combustão (à esquerda) e variação dos caudais de ar e combustível na fornalha (à direita).

Na Figura 52 encontra-se representado o perfil de distribuição do ar na fornalha (à esquerda) e a frequência de funcionamento do ventilador de ar (à direita), durante o ensaio realizado. Pela análise da figura percebe-se que a distribuição do ar na fornalha não apresentou um valor regular ao longo do ensaio, em resultado da variação da fVa . A $r_{Ar,1^\circ}$ variou entre 30% e 37%, enquanto a $r_{Ar,2^\circ+3^\circ}$ entre 63% e 70%. Os valores médios obtidos no ensaio foram de 35% para $r_{Ar,1^\circ}$ e 65% para $r_{Ar,2^\circ+3^\circ}$. Comparando os valores obtidos com os valores recolhidos na bibliografia consultada ($r_{Ar,1^\circ} = 40\%$ e $r_{Ar,2^\circ+3^\circ} = 60\%$), observa-se que a distribuição do ar não é a ideal, sendo que esta situação poderá ser a causa para o maior valor de λ verificado na fornalha.

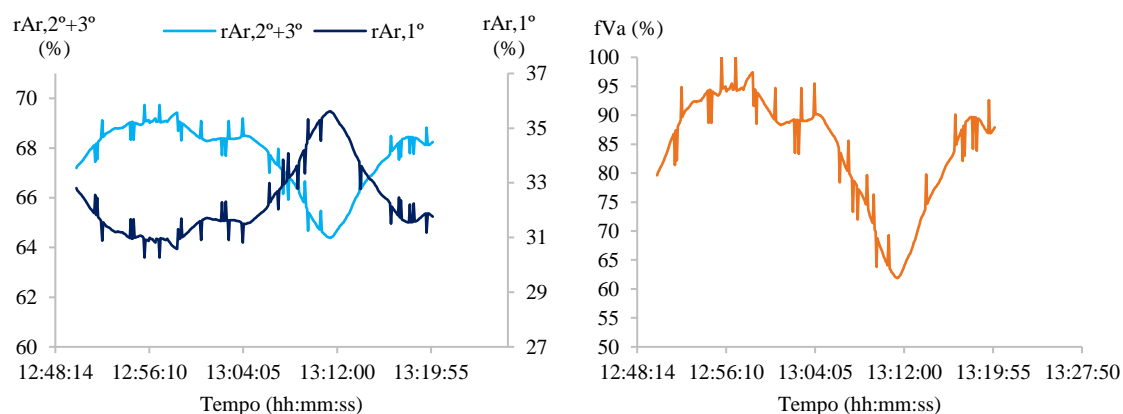


Figura 52 - Perfil de distribuição do ar na fornalha (à esquerda) e a frequência do ventilador de ar à direita (à direita).

A Figura 53 representa o perfil de emissão de poluentes (à esquerda) e o perfil de fV_a (à direita). É possível aferir que as E_{NO} apresentaram um comportamento estável ao longo do ensaio. Tendo em conta a faixa de temperaturas obtidas na fornalha, a formação de NO resulta, essencialmente, da oxidação do N presente no combustível. Quanto ao perfil de E_{CO} , apesar do comportamento regular durante o ensaio, verificou-se um “pico” de emissão. Porém, comparando o perfil de fV_a com as E_{CO} , notou-se que o aumento verificado coincidiu com a variação acentuada da fV_a . Esta variação traduziu-se num aumento brusco do caudal de ar no interior da fornalha, o que provocou instabilidade no leito de combustão, resultando no “pico” de E_{CO} observado.

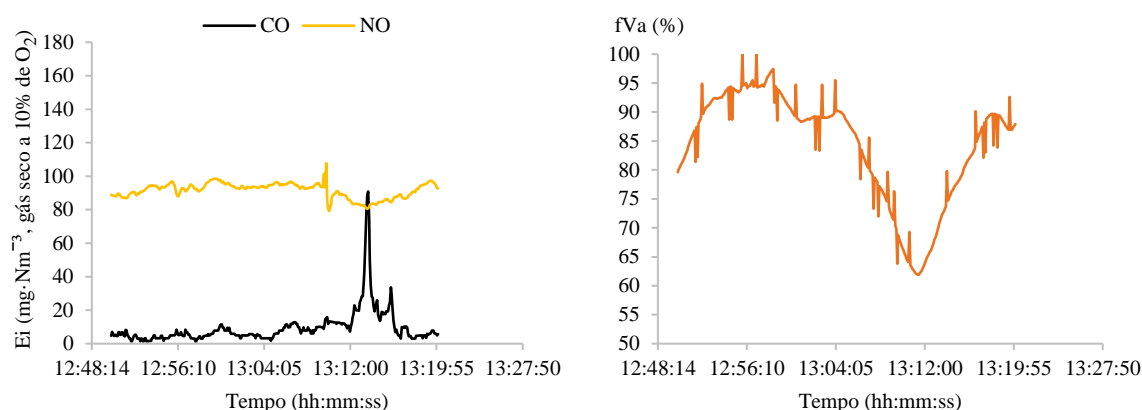


Figura 53 - Perfil de emissão de NO e CO (à esquerda) e a distribuição do ar na fornalha (à direita).

A Figura 54 estabelece o perfil da potência nominal da caldeira (à esquerda) e o perfil de temperaturas na fornalha (à direita), durante o ensaio realizado. É possível verificar que a caldeira apresentou uma boa estabilidade na produção de energia térmica, não apresentando grandes oscilações ($240 \text{ kW}_{th} \leq P_u \leq 300 \text{ kW}_{th}$). A elevada inércia térmica das paredes refratárias da câmara de combustão primária assegurou um fornecimento de energia útil regular, apesar da variação do caudal de combustível.

Em relação às temperaturas na fornalha, verificou-se algumas oscilações na temperatura da câmara de combustão primária ($874^\circ\text{C} \leq T_2 \leq 1003^\circ\text{C}$), devido à variação do caudal de combustível que conduziu à perda ou ganho de energia pelas paredes refratárias. Quanto à temperatura na câmara de combustão secundária ($655^\circ\text{C} \leq T_3 \leq 738^\circ\text{C}$) e dos gases de exaustão ($141^\circ\text{C} \leq T_{\text{gases}} \leq 169^\circ\text{C}$), estas não apresentaram grandes oscilações.

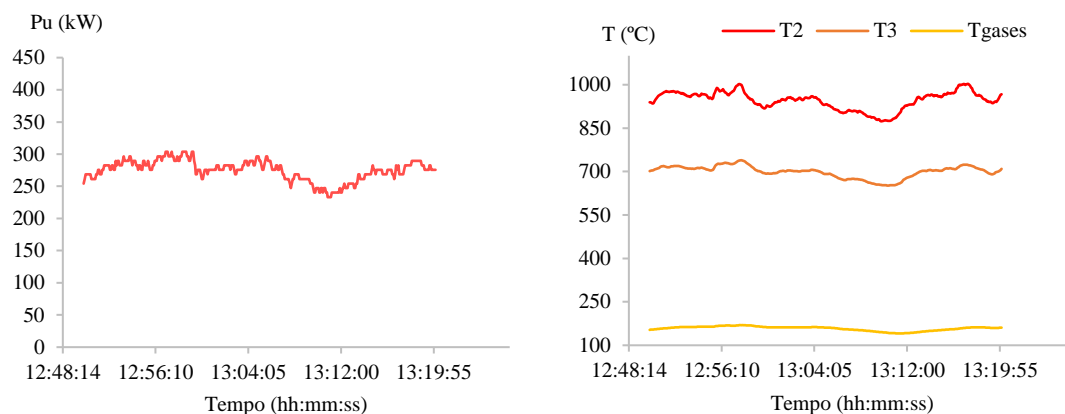


Figura 54- Perfil da potência nominal da caldeira (à esquerda) e perfil de temperaturas na fornalha (à direita).

A Tabela 12 sintetiza os principais parâmetros de operação da caldeira em regime estacionário, obtidos após a otimização do dar na fornalha.

Tabela 11 - Principais parâmetros associados à operação da caldeira.

Parâmetro	Valor	Unidade
E_{CO}	10	$mg \cdot Nm^{-3}$
E_{NO}	98	$mg \cdot Nm^{-3}$
λ	2	-
λ_{I°	0,7	-
$r_{Ar,1^\circ}$	35	%
$r_{Ar,2^\circ+3^\circ}$	65	%
η_{th}	64	%
P_u	275	kW_{th}
\dot{m}_F	88	$kg \cdot h^{-1}$
P_{elec}	1,3	kW_e
CEC	0,32	$kg \cdot kWh^{-1}$
CPE	0,05	$€ \cdot kWh^{-1}$

Nota: Os valores de emissão de CO e NO encontram-se expressos em $mg \cdot Nm^{-3}$, gás seco a 10% de O_2 .

6 CONCLUSÃO

A operação de um sistema de combustão a biomassa é um processo complexo e implica o controlo de diversas variáveis, sendo o seu desempenho ambiental/energético consequência de três aspetos fundamentais: i) tecnologia, ii) características do combustível e iii) processo de combustão. Quanto ao último, um controlo inadequado condiciona de forma significativa o desempenho do sistema, independentemente da tecnologia e das características do combustível. Entre os vários parâmetros de combustão, o agente oxidante é o mais relevante, devido à sua influência noutras variáveis do processo.

O trabalho desenvolvido centrou-se na análise e otimização do coeficiente de excesso de ar e a sua distribuição na fornalha, assumindo como parâmetro de referência o nível de emissão de CO, dado que este é um indicador da qualidade do processo de combustão. A concretização dos objetivos propostos resultou de um trabalho experimental intensivo que permitiu obter um leque de informações importantes sobre a operação do sistema e que poderão contribuir para futuras melhorias no mesmo. Com efeito, salientam-se os aspetos mais relevantes associados à análise dos resultados:

- O controlo da combustão por parte do sistema é efetuado através do ajuste permanente do caudal de combustível e ar na fornalha, o que ocasionalmente cria alguma instabilidade no leito de combustão. Além disso, o algoritmo de controlo implementado leva a que por vezes a queima do combustível ocorra com um λ superior ao estabelecido.
- A variação da $A_{v,1^\circ}$ e $A_{v,3^\circ}$ influenciou significativamente a λ_{1° , ao contrário da $A_{v,2^\circ}$ onde não se verificou grandes alterações. A minimização das E_{CO} foi alcançada para $A_{v,1^\circ} = 50\%$, $A_{v,2^\circ} = 60\%$ e $A_{v,3^\circ} = 90\%$, o que correspondeu a uma $\lambda_{1^\circ} = 0,7$.
- A distribuição do ar na fornalha não apresentou um comportamento constante para as condições ótimas de $A_{v,x}$, em consequência da variação da fV_a . Os valores médios obtidos foi de 35% para $r_{Ar,1^\circ}$ e 65% para $r_{Ar,2^\circ+3^\circ}$, não sendo esta a repartição ideal, segundo a bibliografia consultada ($r_{Ar,1^\circ} = 40\%$ e $r_{Ar,3^\circ} = 60\%$).
- A análise ao λ não permitiu aferir com clareza a influência deste parâmetro nas E_{CO} , pois a λ_{1° não se manteve constante nos ensaios realizados. Ainda assim, a minimização das E_{CO} foi alcançada para $\lambda = 2$, valor superior ao indicado na bibliografia consultada ($\lambda < 1,8$). A causa deste excesso estará relacionada com a distribuição do ar na fornalha e com a gestão do processo de combustão efetuada pelo sistema de controlo.
- O nível de emissão de CO (E_{CO}) obtido durante a operação em regime estacionário apresentou um valor médio de $10 \text{ mg}\cdot\text{Nm}^{-3}$, gás seco a 10% de O_2 , o que é um excelente indicador da qualidade da combustão, indo ao encontro dos valores de referência consultados ($E_{CO} < 55 \text{ mg}\cdot\text{Nm}^{-3}$, gás seco a 10% de O_2). Os baixos níveis de CO são

também consequência das temperaturas regulares verificadas na fornalha que favorecem a cinética das reações de conversão do carbonizado e dos voláteis em CO_2 , e devido a um doseamento do caudal de combustível que garante poucas perturbações no leito de combustão. Em relação ao último, a experiência adquirida durante a operação com o sistema, permite concluir que a manutenção de um caudal de combustível regular é um aspeto fundamental na manutenção de baixas concentrações de CO.

- O nível de emissão de NO (E_{NO}) obtido durante a operação em regime estacionário apresentou um valor médio de $98 \text{ mg} \cdot \text{Nm}^{-3}$, gás seco a 10% de O_2 , não se revelando um parâmetro crítico na caldeira, uma vez que este valor é muito inferior ao estabelecido na legislação em vigor. Tendo em conta a faixa de temperaturas atingida na fornalha, o principal mecanismo de formação de NO resultou do N presente no combustível.
- A operação da caldeira em contínuo revelou uma grande estabilidade, garantindo um fornecimento regular de energia térmica. A potência fornecida pelo sistema apresentou um valor médio de $275 \text{ kW}_{\text{th}}$. Por outro lado, as perdas de energia associada aos gases de combustão representaram cerca de 15% do total da energia que entrou na fornalha, o que correspondeu a um valor médio de $59 \text{ kW}_{\text{th}}$.
- A eficiência térmica da caldeira (η_{th}) em regime estacionário foi de 64%, valor este próximo do valor de referência para esta tecnologia ($\eta_{\text{th}} = 70\%$). A diferença percentual verificada deriva do excesso de ar (Λ) com que a caldeira opera.
- O custo de produção de energia (CPE) na caldeira Ventil, utilizando pellets de pinheiro, apresentou um valor médio de $0,05 \text{ €/kWh}_{\text{th}}$, revelando-se um valor competitivo quando comparado com outros combustíveis.

Em síntese, o trabalho realizado permitiu implementar com êxito uma metodologia para monitorização e otimização do ar de combustão para os sistemas de conversão energética de biomassa fabricados pela empresa Ventil – Engenharia do Ambiente. Além disso, os resultados obtidos permitem concluir que é possível melhorar o desempenho do sistema, através da alteração do atual mecanismo de introdução de ar na fornalha e do algoritmo de controlo do processo de combustão implementado.

Orientações para Investigação Futura

O presente trabalho, permitiu uma análise pormenorizada ao comportamento do ar na fornalha e a sua influência no processo de combustão. Contudo, ficaram por estudar alguns aspetos que poderiam ser úteis no sentido de perceber melhor a influência do ar no desempenho do sistema. Além disso, os ensaios experimentais realizados possibilitaram a identificação de possíveis melhorias à instalação que poderão no futuro ser implementadas. Estas melhorias, assim como os aspetos que ficaram por analisar, encontram-se sumariados em seguida sob forma de sugestões para trabalho futuro:

- Estudar o efeito das $A_{v,x}$ na formação de matéria particulada e inqueimados.
- Analisar a influência do ângulo de entrada do ar terciário na fornalha (*swirl*) na qualidade da mistura de ar/voláteis e, consequentemente, nas E_{CO} .
- Analisar a influência da localização da entrada de ar secundário na fornalha, uma vez que nos ensaios realizados este não apresentou grande influência nas E_{CO} .
- Estudar a viabilidade de um sistema de introdução de ar na fornalha constituído por dois ventiladores de ar. Esta medida resultará num controlo mais eficaz da distribuição do ar na fornalha.
- Estudar a viabilidade da recuperação do calor associado aos gases de combustão no pré-aquecimento do ar de combustão. Esta medida resultará num incremento da eficiência térmica do sistema.
- Estudar a implementação de um algoritmo de controlo da caldeira que permita uma gestão mais eficiente do λ e uma maior regularidade na introdução dos caudais de ar no interior da fornalha.

7 BIBLIOGRAFIA

- APA, A. P. do A. (2008). Diretrizes Regime de Monitorização. Decreto-Lei nº 78/2004 , 3 de Abril.
- Basu, P. (2006). Combustion and Gasification in Fluidized Beds. CRC Press.
- Boriouchkine, A., Zakharov, A., & Jamsa-Jounela, S. L. (2012). Dynamic modeling of combustion in a BioGrate furnace: The effect of operation parameters on biomass firing. *Chemical Engineering Science*, 69(1), 669–678.
- Carroll, J. P., & Finnan, J. (2012). Physical and chemical properties of pellets from energy crops and cereal straws. *Biosystems Engineering*, 112(2), 151–159.
- Carson, J. W., & Ph, D. (n.d.). How to Design Efficient and Reliable Feeders for Bulk Solids by. *Jenike & Johanson Incorporated*, (978).
- Channiwala, S. A., & Parikh, P. P. (2002). A unified correlation for estimating HHV of solid, liquid and gaseous fuels. *Fuel*, 81(8), 1051–1063.
- Dahlquist, E. (2013). Technologies for Converting Biomass to Useful Energy: Combustion, Gasification, Pyrolysis, Torrefaction and Fermentation (1ª ed.). Stockholm: CRC Press.
- Dai, J., Cui, H., & Grace, J. R. (2012). Biomass feeding for thermochemical reactors. *Progress in Energy and Combustion Science*, 38(5), 716–736.
- Demirbas, A. (2005). Potential applications of renewable energy sources, biomass combustion problems in boiler power systems and combustion related environmental issues. *Progress in Energy and Combustion Science*, 31(2), 171–192.
- Djurović, D., Nemoda, S., Dakić, D., Adzić, M., & Repić, B. (2012). Furnace for biomass combustion - Comparison of model with experimental data. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55(15-16), 4312–4317.
- European Energy Industry. (2006). *Integrated Pollution Prevention and Control - Reference Document on Best Available Techniques for Large Combustion Plants*. European Commission.
- Gani, A., & Naruse, I. (2007). Effect of cellulose and lignin content on pyrolysis and combustion characteristics for several types of biomass. *Renewable Energy*, 32(4), 649–661.
- García, R., Pizarro, C., Lavínn, A. G., & Bueno, J. L. (2012). Characterization of Spanish biomass wastes for energy use. *Bioresource Technology*, 103(1), 249–258.
- Hermansson, S., Lind, F., & Thunman, H. (2011). On-line monitoring of fuel moisture-content in biomass-fired furnaces by measuring relative humidity of the flue gases. *Chemical Engineering Research and Design*, 89(11), 2470–2476.
- Khodaei, H., Al-Abdeli, Y. M., Guzzomi, F., & Yeoh, G. H. (2015). An overview of processes and considerations in the modelling of fixed-bed biomass combustion. *Energy*, 88, 946–972.

- Kraszkiewicz, A., Przywara, A., Kachel-Jakubowska, M., & Lorencowicz, E. (2015). Combustion of Plant Biomass Pellets on the Grate of a Low Power Boiler. *Agriculture and Agricultural Science Procedia*, 7, 131–138.
- L'Orange, C., DeFoort, M., & Willson, B. (2012). Influence of testing parameters on biomass stove performance and development of an improved testing protocol. *Energy for Sustainable Development*, 16(1), 3–12.
- Li, J., Paul, M. C., Younger, P. L., Watson, I., Hossain, M., & Welch, S. (2015). Characterization of biomass combustion at high temperatures based on an upgraded single particle model. *Applied Energy*, 156, 749–755.
- Matos, M. A. (2014). Capítulo 2 – Combustão de Combustíveis. Apontamentos Teóricos Da Disciplina de Conversão de Energias Convencionais Do Mestrado Em Sistemas Energéticos Sustentáveis. Universidade de Aveiro.
- McKendry, P. (2002). Energy production from biomass (part 1): Overview of biomass. *Bioresource Technology*, 83(1), 37–46.
- Menghini, D., Marra, F. S., Allouis, C., & Beretta, F. (2008). Effect of excess air on the optimization of heating appliances for biomass combustion. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 32(7), 1371–1380.
- Míguez, J. L., Morán, J. C., Granada, E., & Porteiro, J. (2012). Review of technology in small-scale biomass combustion systems in the European market. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(6), 3867–3875.
- Morris, A. S. (2006). *Measurement and Instrumentation Principles*. *Measurement Science and Technology* (3^a ed., Vol. 12). Elsevier.
- Mullinger, P., & Jenkins, B. (2008). *Industrial And Process Furnaces: Principles, Design And Operation* (1^a ed.). Butterworth-Heinemann, Elsevier.
- Nussbaumer, T. (2003). Combustion and Co-combustion of Biomass: Fundamentals, Technologies, and Primary Measures for Emission Reduction. *Energy and Fuels*, 17(6), 1510–1521.
- Obernberger, I. (1997). Decentralized biomass combustion: state of the art and future development. *Biomass and Bioenergy*, 14(1), 33–56.
- Obernberger, I., Brunner, T., & Barnthaler, G. (2006). Chemical properties of solid biofuels-significance and impact. *Biomass and Bioenergy*, 30(11), 973–982.
- Parikh, J., Channiwala, S. A., & Ghosal, G. K. (2007). A correlation for calculating elemental composition from proximate analysis of biomass materials. *Fuel*, 86(12-13), 1710–1719.
- Passos, M. L., Barrozo, M. A. S., & Mujumdar, A. S. (1991). *Fluidization Engineering Practice*. *Igarss 2014* (2^a ed.). Laval - Canada: Butterworth-Heinemann.
- Patro, B. (2015). Efficiency studies of combination tube boilers. *Alexandria Engineering Journal*.

- Quaak, P., Knoef, H., & Stassen, H. (1999). Energy from Biomass a review of combustion and gasification technologies. World Bank Technical Paper. *World Bank Publications*.
- Rosendahl, L. (2013). *Biomass Combustion Science, Technology and Engineering* (1^a ed.). Woodhead Publisher.
- Rosillo-Calle, F., Rosillo-Calle, F., Hemstock, S., Hemstock, S., de Groot, P., de Groot, P., Woods, J. (2007). *The Biomass Assessment Handbook. Bioenergy for a sustainable development*. (1^a ed.). Routledge.
- Saidur, R., Abdelaziz, E. A., Demirbas, A., Hossain, M. S., & Mekhilef, S. (2011). A review on biomass as a fuel for boilers. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15(5), 2262–2289.
- Singh, R., & Shukla, A. (2014). A review on methods of flue gas cleaning from combustion of biomass. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 29, 854–864.
- Souza-Santos, M. L. de. (2004). *Solid Fuels Combustion and Gasification* (2^a ed.). CRC Press.
- Ström, H., Sasic, S., & Thunman, H. (2015). Challenges and Opportunities in the Eulerian Approach to Numerical Simulations of Fixed-bed Combustion of Biomass. *Procedia Engineering*, 102, 1573–1582.
- Tarelho, L. (2014). Tecnologia de Combustão de Biomassa. Apontamentos Teóricos Da Disciplina de Conversão de Energias Renováveis Do Mestrado Em Sistemas Energéticos Sustentáveis. Universidade de Aveiro.
- Telmo, C., Lousada, J., & Moreira, N. (2010). Proximate analysis, backwards stepwise regression between gross calorific value, ultimate and chemical analysis of wood. *Bioresource Technology*, 101(11), 3808–3815.
- Van Loo, S., & Koppejan, J. (2010). *The Handbook of Biomass Combustion & Co-firing*. (S. Van Loo, Ed.). Routledge.
- Vassilev, S. V., Baxter, D., Andersen, L. K., & Vassileva, C. G. (2010). An overview of the chemical composition of biomass. *Fuel*, 89(5), 913–933.
- Vassilev, S. V., Vassileva, C. G., & Vassilev, V. S. (2015). Advantages and disadvantages of composition and properties of biomass in comparison with coal: An overview. *Fuel*, 158, 330–350.
- Vinod, V., Chandran, T., Padmakumar, G., & Rajan, K. K. (2012). Calibration of an averaging pitot tube by numerical simulations. *Flow Measurement and Instrumentation*, 24, 26–28.
- Williams, A., Jones, J. M., Ma, L., & Pourkashanian, M. (2012). Pollutants from the combustion of solid biomass fuels. *Progress in Energy and Combustion Science*, 38(2), 113–137.
- YANG, Y., RYU, C., KHOR, A., YATES, N., SHARIFI, V., & SWITENBANK, J. (2005). Effect of fuel properties on biomass combustion. Part II. Modelling approach—identification of the controlling factors. *Fuel*, 84(16), 2116–2130.

- Yin, C., Rosendahl, L. A., & Kær, S. K. (2008). Grate-firing of biomass for heat and power production. *Progress in Energy and Combustion Science*, 34(6), 725–754.
- Yin, C., Rosendahl, L., Clausen, S., & Hvid, S. L. (2012). Characterizing and modeling of an 88 MW grate-fired boiler burning wheat straw: Experience and lessons. *Energy*, 41(1), 473–482.
- Zandeckis, A., Kiersanovs, V., Dzikevics, M., & Blumberga, D. (2013). Experimental study on the optimisation of staged air supply in the retort pellet burner. *Agronomy Research*, 2(April 2016), 381–390.
- Zhang, L., Xu, C. (Charles), & Champagne, P. (2010). Overview of recent advances in thermo-chemical conversion of biomass. *Energy Conversion and Management*, 51(5), 969–982.
- Zoran, M., & Gvozdenac, D. D. (2008). *Applied Industrial Energy and Environmental Management* (1^a ed.). Wiley-IEEE Press.

Legislação:

- Decreto-Lei n.º 78/2004, Diário da República I Série-A, n.º 80, de 3 de Abril de 2004, 21 36-2148.
- Portaria n.º 677/2009, Diário da República 1.ª série, n.º 119, de 23 de Junho de 2009, 411 2-4116.

Normas:

- CEN/TS 14780:2005 – Solid biofuels: Methods for sample preparation.
- CEN/TS 14775:2004 – Solid biofuels: Method for the determination of ash content.
- CEN/TS 14774-1:2004 – Solid biofuels - Methods for determination of moisture content – Oven dry method - Part 1: Total moisture - Reference method.
- CEN/TS 15148:2005 – Solid biofuels - Method for the determination of the content of volatile matter.

ANEXOS

ANEXO A

A.1 – Volume Específico da Água (Shapiro,2006)

Volume específico da água (m ³ /kg) - $(0,001 \cdot (a_0 + a_1 \cdot T + a_2 \cdot (T^{-1}) + a_3 \cdot T^2 + a_4 \cdot T^3)^{-1})$					
Líquido	a0	a1	a2	a3	a4
H ₂ O	7,480	-2,405E ⁻²	-6,368E ²	3,946E ⁻⁵	-2,569E ⁻⁸

A.2 – Calor Específico a Pressão Constante (Shapiro, 2006)

Capacidade Calorífica (J·mol ⁻¹ ·K) - $a + bT + cT^2 + dT^3$						
Gás	a	b	c	d	dT (K)	% Erro Máx.
O ₂	2,548	1,520·E ⁻²	-7,155·E ⁻⁶	1,312·E ⁻⁹	273-1800	1,19
CO ₂	2,226	5,981·E ⁻²	-3,501·E ⁻⁵	7,460·E ⁻⁹	273-1801	0,67
CO	2,816	1,675·E ⁻³	5,372·E ⁻⁶	-2,222·E ⁻⁹	273-1802	0,89
N ₂	2,890	-1,571·E ⁻³	8,081·E ⁻⁶	-2,873·E ⁻⁹	273-1803	0,59
NO	2,934	-9,395·E ⁻⁴	9,747·E ⁻⁶	-4,187·E ⁻⁹	273-1804	0,97
H ₂ O	3,224	1,923·E ⁻³	1,055·E ⁻⁵	-3,595·E ⁻⁹	273-1804	0,53

ANEXO B

B.1 – Matriz de Caudais de Ar ($A_{v,1^\circ} = 50\%$, $A_{v,2^\circ} = 60\%$ e $A_{v,3^\circ} = 90\%$)

\dot{m}_{ar} fV_{ar}	$\dot{m}_{ar,1^\circ}$ (kg·h ⁻¹)	$\dot{m}_{ar,2^\circ}$ (kg·h ⁻¹)	$\dot{m}_{ar,3^\circ}$ (kg·h ⁻¹)	$\dot{m}_{ar,t}$ (kg·h ⁻¹)
30%	256,2	153,2	204,7	614,1
40%	254,2	160,4	221,0	635,6
50%	257,9	175,0	248,5	681,3
60%	315,7	231,7	331,8	879,2
70%	322,6	249,6	364,6	936,7
80%	328,0	273,2	400,6	1001,8
90%	339,7	291,9	446,0	1077,5
100%	348,6	312,8	490,2	1151,6

B.2 – Código VBA para Leitura de Valores na Matriz

```

Function caudal (fv As Double)
Dim fv0, fv1, c0, c1 As Double
    For i = 2 To 9
        fv0 = Worksheets("Caudais").Range("A" & i).Value
        c0 = Worksheets("Caudais").Range("D" & i).Value
        fv1 = Worksheets("Caudais").Range("A" & (i + 1)).Value
        c1 = Worksheets("Caudais").Range("D" & (i + 1)).Value
        If fv >= fv0 And fv <= fv1 Then
            caudal = ((fv - fv0) / (fv1 - fv0)) * (c1 - c0) + c0
        End If
    Next i
End Function

```